ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА
КАТЕДРА “ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ”

“ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ”

XXII НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ



ЕКОВАРНА ‘2016
19 - 21 Май 2016

Организационният комитет изказва сърдечна благодарност за помощта оказана при провеждане на двадесет и първата научно-техническа конференция "Транспорт, екология - устойчиво развитие" на:

НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ – Варна

АВТОИНЖЕНЕРИНГ - Бургас

ЕКОГАЗ ООД – Варна

БЪЛГАРСКА АСОЦИАЦИЯ АВТОМОБИЛИ НА ПРИРОДЕН ГАЗ

Рекламна агенция НЕСИ – Варна

Форумът се организира и провежда от ТУ-Варна с частично финансиране от държавната субсидия за научно-изследователска дейност на университета

Сборник доклади
2016

Том двадесет и трети
ISSN (Online) 2367- 6965
ISSN (Print) 2367- 6299

Главен научен редактор:
проф. д-р инж. Ангел Йорданов Димитров
Научен секретар и редактор
д-р инж. Росен Петров Христов

Съдържание

1. **Относно избора на двигател с атмосферно или свръхпълнене,** Атанас Илиев 7
2. **Възможности за използване на n-бутанол в дизеловите двигатели,** Красимир Марков 13
3. **Сравнително изследване на дизелов двигател при работа с горивни смеси дизелово гориво – бутанол,** Красимир Марков, Христо Станчев 18
4. **Резултати от статистическо изследване на устойчивостта на ATV при движение в различни експлоатационни условия**, Илияна Минковска 26
5. **Методика за измерване коефициента на сцепление между гумата и пътя,** Юлиян Петров, Лило Кунчев 32
6. **Изследване на изпълнението на графика за движение на пътническите влакове в железопътната мрежа,** Радина Николова 38
7. **Фотограметрични и дистанционни методи за управление, развитие и поддържане на транспортните мрежи и съоръженията им,** Нели Здравчева 46
8. **Системи за безопасно пътуване на деца - споделена безотговорност,** Йордан Михайлов 53
9. **Осигуряване на децата при пътуване в автомобили с обезопасителни въздушни възглавници,** Йордан Михайлов 62
10. **Относно избора на оптимална конструкция на четириопорна товароподемна греда,** Светлозар Стоянов, Христо Христов, Стефан Тенев, Найден Спасов, Исмаил Мехмедов 68
11. **Приложение на електромобилите за обслужване на селища от затворен тип ,** Николина Драгнева 76
12. **Анализ на екологичните, икономически и социални аспекти на шумовото замърсяване,** Миряна Евтимова, Пенко Петков 80
13. **Приложение на изкуствени невронни мрежи за моделиране на плътността на синтеровани сплави,** Десислава Минчева, Венцислав Николов 88
14. **Влияние на средата на спичане върху структурата и свойствата на железни синтеровани сплави с добавка на 2%Ti,** Десислава Минчева 95
15. **Selection of traffic attraction function for transit traffic flow through downtown,** D. V. Zasiadko 101
16. **Features of traffic management systems,** Ludmila Abramova, Sergey Kapinus 107
17. **Experimental test of express-method for determining the level of road safety,** Ludmila Abramova, Gennadiy Ptytsya 111

18. **Classification of structural-functional properties of motor transport during informatization of processes of technical service and repair,** Yurij Dudukalov 116

19. **Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement,** Podrigalo Michail, Abramov Dmitriy, Molodan Andrey 124

20. **Improvement of reliability assessing method of the wheeled vehicle brake system,** Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmitriy Klets, Viktoria Zadorozhnyaya 131

21. **Influence of the etanol fuel component (EFC) on change metrics of petrol quality,** Bezrodniy V.V., Nahliuk I.S. 135

22. **Способ оценки герметичности електрогидравлической форсунки,** Евгений Зенкин, Николай Булгаков, Евгений Белогуров 140

23. **The information and communication technical diagnosing system of the car in the conditions of its,** V. Volkov, I. Gritsuk, Y. Volkov 145

24. Determination fuel efficiency of cars on a roller dynamometer**, Y. Gorbik** 149

25. **Some symptoms of malfunctions of an automatic transmission and their relationship with the car's behavior on the road,** Alexandr Ditjatiev 154

26. **Диагностирование автомобиля на дороге малой длины,** Юрий Зыбцев, Владимир Волков, Эрнест Рабинович 158

27. **Method of calculating fuel consumption for gas balloon car,** Sergy Krivoshapov 167

28. **On the question of power drive for inertia roll test stands,** I. Marmut 171

29. **Economic-mathematical model of development of production technology of maintenance and repair vehicles**, Serhii Mastepan 176

30. **Change quality parameter of antifreezes and correlation relationship with electroconductivity,** M.I. Nahliuk 180

31. **Современные технологии в системе подрессоривания легковых автомобилей,** Вячеслав Павленко 185

32. **Диагностирование автомобиля на дороге с уклоном,** Михаил Буравцев, Владимир Волков, Владимир Зуев, Эрнест Рабинович 191

33. **Сравнителен анализ на модели за взаимодействие на пневматична гума с пътя,** Росен Иванов 199

34. **Построяване на 3d модели по данни от фотограметрично заснемане с дрони,** Пламен Малджански 214

35. **Comparison of measurement techniquies and accuracy for Nitrogen oxides emissions from heavy duty diesel engines**, Despina Nikolova, Kiril Barzev 220

36. **Experimental emissions testing for SCR retrofitted off-road heavy-duty diesel engine over different engine-out setting**, Despina Nikolova, Kiril Barzev 228

37. **To determination of gear-ratio double management drive by semitrailer,** Vladimir Sakhno, Viktor Polyakov, Dmitriy Moysya, Aleksey Lysenko 236

38. **The products of thermal and ultrasonic treatment vegetable oils,** V.F. Kalinin, V.A. Markov, S.A. Nagornov, A.N. Zazulja 242

39. **Development and implementation for cars categories M3 hybrid powertrain serial type,** Alex Timkov, Arthur Lutsyk, Vitaly Bochkovsky 248

40. **To the question of modeling the motion of the model wheeled vehicle according to the combined area of the overpass,** Alla Yefimenko 254

41. **Влияние добавки водородосодержащего газа на показатели работы дизеля,** Анатолий Корпач, Александр Филоненко 260

42. **Study on the possibility of forcing diesels to a specified level,** Alexander Gots 267

43. **Features of the calculation cycle piston internal combustion engine operating on gaseous fuel,** Alexander Gavrilov, Alexander Gots 275

44. **The modified mathematical model cycle piston engine,** Alexander Gavrilov, Alexander Gots 281

45. **Adaptive correction of the automatic control system of trajectory movement of technological objects** , Alexandr Kobzev, Anastasia Lekareva 288

46. **Изследване на устойчивостта на дъгата при пренасяне на метала с къси съединения в заваръчната вана,** Борислав Ников, Николай Ников 296

47. **Изследване на факторите и условията за устойчивост на заваръчната дъга при заваряване под вода**, Борислав Ников 303

48. **Експериментално изследване на ръчноелектродъгово заваряване под вода на образци от стомана 09Г2 част I,** Дойчин Ников 308

49. **Изследване влиянието на елементите на покритието на електрода върху свойствата на заваръчното съединение при заваряване под вода част II,** Дойчин Ников 314

50. **Изследване на екологичните показатели на автомобил, работещ с бензин и втечнен газ пропан-бутан** 320

51. **Изследване мощностни показатели на автомобили при работа с бензин и втечнен газ пропан-бутан,** Даниел Костадинов, Радостин Димитров, Величка Георгиева 324

Относно избора на двигател с атмосферно или свръхпълнене

Атанас Илиев

Abstract: In recent years, car manufacturers and, in particular, benzine internal combustion engines (BICE), seek to retain nominal power of engines produced by reducing the working volume (downsizing) and forcing them through turbocharging. Guiding rationale is that in this way reduces the cost of the device while maintaining the performance ability of the vehicle. But is that so? Or is it a publicity stunt, unused service-faith whose interests. The purpose of this article is to show there now-sense end user to buy cars with engines with turbocharging or not!

Key words: Computer Systems and Technologies, Model, Microprogramming Unit for Operation Control.

ВЪВЕДЕНИЕ

През последните години производителите на автомобили и в частност на бензинови двигатели с вътрешно горене (БДВГ), се стремят да запазват номиналната мощност на произвежданите двигатели чрез намаляване на работния им обем (downsizing) и форсирането им чрез свръхпълнене. Водещият мотив е, че по този начин се намалява цената на изделието при запазване на експлоатационните качества на автомобилите. Но дали това е така? Или е рекламен трик, обслужващ неизвестно чии интереси. Целта на настоящата статия е да покаже има ли смисъл крайният потребител да купува автомобили с двигатели със свръхпълнене или не!

ИЗЛОЖЕНИЕ

Целта на настоящото изложение не е да „заклейми“ масовото използване на свръхпълнене при бензиновите двигатели, а само да покаже „плюсовете“ и „минусите“ му. И поради тази причина са избрани два двигателя от произволна фирма с практически идентични номинална мощност *Ne* и честота на въртене *n* (табл. 1).

Таблица 1 – Сравнение на двигателите [1]

Параметри	**1.0 EcoBoost**	**1.6 16v**
Цилиндри	3, в ред	4, в ред
Брой на клапаните на цилиндър	4	4
Работен обем,cm^3	999	1596
Обем на цилиндъра *Vh,* cm^3	333	399
Диаметър на буталото, mm	71	79
Ход на буталото, mm	82	81,4
Степен на сгъстяване, ε	10	11
Мощност *Ne*, kW	74 kW при 6000 min^{-1}	74 kW при 5500 min^{-1}
Въртящ момент *Me*, Nm	170 Nm при 4000 min^{-1}	150 Nm при 4000 min^{-1}
Принудително пълнене	да	не

За определяне на параметрите на двигателите ще се използват методиките, дадени в [2] и [3]. На базата на получените от тях резултати ще бъдат сравнени натоварванията на мотовилковата и основната шийка на коляновия вал, с цел онагледяване на разликата между силите, действащи в двата двигателя. Изчисленията са направени с помощта на Excel, част от пакета MSOffice. Резултатите са представени графично за по-добро възприемане.

За получаване на стойностите на различните параметри, изисленията ще се направят с използване на следните стъпки:

1. Топлинно изчисление на двигателя.

За целите на сравнението като гориво е приет бензин със стандартен състав (*C* – 85,5% и *H* – 14,5% по маса; с *Hu*=44 MJ/kg). Температурата и налягането на околния въздух са съответно 288K и 0,1 MPa за двигателя с атмосферно пълнене и 0,16 MPa – за двигателя със свръхпълнене (налягането е сравнително голямо, заради

относително голямата литрова мощност; с цел намаляване на температурата *Tk* е предвиден междинен охладител на въздуха с ΔT=50 °C).

Стойностите на параметрите се определят съгласно методиката. Коефициентите се избират в съответствие на степента на форсиране на двигателите.

След топлинното изчисление, за ефективните параметри на двигателите са получени следните стойности:

Параметри	**1.0 EcoBoost**	**1.6 16v**
$v_{бср}, m/s$	16,5	15,8
$p_м, MPa$	0,305	0,295
$p_е, MPa$	1,446	0,895
$\eta_м$	0,82	0,75
$\eta_е$	0,28	0,27
$g_е, g/kWh$	289	304

Вижда се, че благодарение на по-големия механичен коефициент на полезно действие $\eta_м$, специфичният ефективен разход на гориво $g_е$ при двигателя със свръхпълнене е по-малък. Това е предпоставка за по-малък разход на автомобила като цяло.

След уточняване на геометричните размери на двигателите и на базата на топлинното изчисление, са построени съответните идикаторни диаграми (съгласно с подобрената методика за определяне на текущото налягане в цилиндъра [2]), чиито стойности са дадени в табл. 2, а графичното им представяне – на фиг. 1. Текущото налягане в цилиндъра се определя по съответните формули и ъгъла на завъртане на коляновия вал.

Таблица 2. Налягания в цилиндъра от ъгъла на завъртане на коляновия вал.

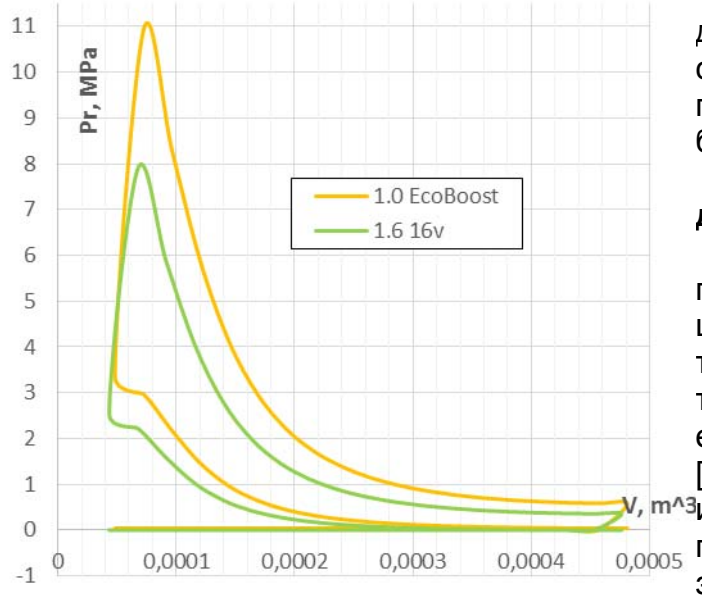
1.0 EcoBoost					
φ	P, MPa	Vx, m^3	φ	P, MPa	Vx, m^3
0	0,040	4,81E-05	10	10,920	7,22E-05
10	0,040	7,22E-05	20	8,306	9,62E-05
20	0,040	9,62E-05	30	5,874	0,00012
…	…	…	…	…	…
150	0,040	0,00041	160	0,596	0,00043
160	0,040	0,00043	170	0,583	0,00046
170	0,040	0,00046	180	0,579	0,00048
180	0,040	0,00048	170	0,009	0,00046
170	0,041	0,00046	160	0,009	0,00043
160	0,044	0,00043	150	0,009	0,00041
150	0,049	0,00041	140	0,009	0,00039
…	…	…	…	…	…
20	2,174	9,62E-05	10	0,009	7,22E-05
10	2,969	7,22E-05	0	0,009	4,81E-05
0	3,354	4,81E-05			

1.6 16v					
φ	P, MPa	Vx, m^3	φ	P, MPa	Vx, m^3
0	-0,005	4,33E-05	10	7,894	6,74E-05
10	-0,005	6,74E-05	20	5,867	9,14E-05
20	-0,005	9,14E-05	30	4,054	0,00012
…	…	…	…	…	…
150	-0,005	0,0004	160	0,364	0,00043
160	-0,005	0,00043	170	0,356	0,00045
170	-0,005	0,00045	180	0,353	0,00048
180	-0,005	0,00048	170	-0,001	0,00045
170	-0,004	0,00045	160	-0,001	0,00043
160	-0,002	0,00043	150	-0,001	0,0004
150	0,001	0,0004	140	-0,001	0,00038
…	…	…	…	…	…
20	1,578	9,14E-05	10	-0,001	6,74E-05
10	2,222	6,74E-05	0	-0,001	4,33E-05
0	2,544	4,33E-05			

От табл. 2 се вижда, че налягането в цилиндъра на двигателя със свръхпълнене е почти с 40% по-високо от това в двигателя с атмосферно пълнене. По-високото налягане поражда и по-голяма сила, което и налага използването на материали с по-голяма якост. Използването на *леки* алуминиеви бутала е практически невъзможно (поради сравнително малката им механична якост). Във форсираните двигатели задължително се използват *ковани* алуминиеви бутала. Те са средно около 3 пъти по-скъпи и с доста по-големи хлабини. При работа с такива бутала, до достигане на нормалната работна температура, поради хлабините, се чува дразнещо металическо „чукане“ (ударите е цилиндровата втулка, която тук е задължително отделена от цилиндъра, допълнително намаляват ресурса на двигателя). От казаното може да се направи извода, че форсирането на двигателя налага качествено изменение на

коляно-мотовилковия механизъм (КММ) (стоманени мотовилки и бутални болтове с по-големи размери и якост; необходимо е и допълнително впръскване на масло отдолу на челото на буталото за по-доброто му охлаждане).

2. Кинематично изчисление на двигателя.



Фиг. 1. Сравняване на индикаторните

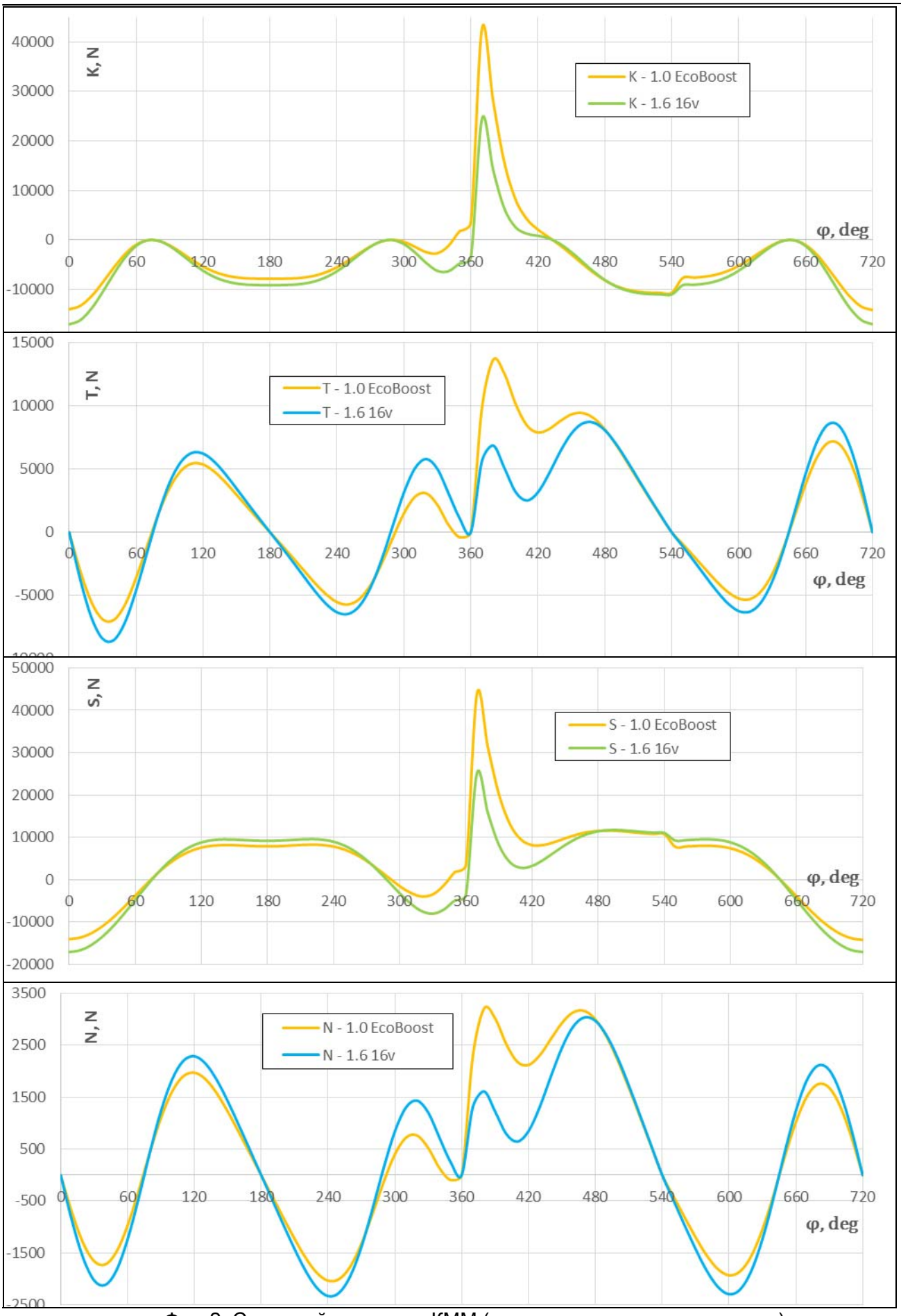
Поради сходните параметри на двигателите (ход на буталото и максимална честота на въртене), то и пътят, скоростта и ускорението на буталата са аналогични.

3. Динамично изчисление на двигателя.

По-интересно е да се види как повишеното налягане на газовете в цилиндъра оказва влияние на силите, действащи на КММ. Определянето на силите, действащи в двигателя, е направена съгласно с методиките [2, 3]. За намаляване на обема на излагания материал, тук ще бъдат показани само стойностите, получени за различните сили (табл. 3), и графики, онагледяващи сравнението между тях, за различните двигатели (фиг. 2).

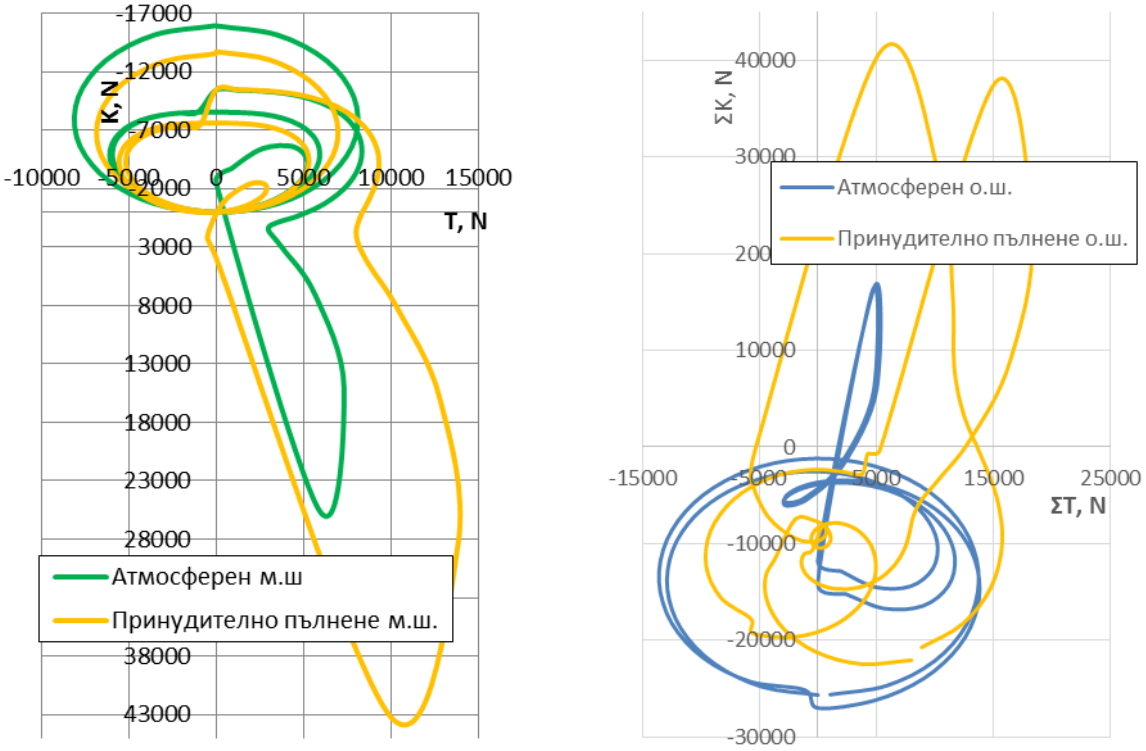
Таблица 3. Сили, действащи на КММ (със съкращения)

Двигател 1.0 EcoBoost						Двигател 1.6 16v				
ϕ, ^{0}	ΣP, N	N, N	S, N	T, N	K, N	ΣP, N	N, N	S, N	T, N	K, N
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	-14029	0	-14029	0	-14029	-17080	0	-17080	0	-17080
10	-13665	-713	-13683	-3075	-13334	-16644	-868	-16666	-3745	-16240
20	-12600	-1300	-12667	-5531	-11396	-15368	-1585	-15450	-6746	-13899
30	-10919	-1657	-11044	-6894	-8628	-13355	-2026	-13508	-8432	-10553
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
340	-1327	137	-1334	582	-1200	-7010	723	-7047	3077	-6340
350	1805	-94	1807	-406	1761	-4885	255	-4891	1099	-4766
360	3474	0	3474	0	3474	-3619	0	-3619	0	-3619
370	43792	2284	43852	9854	42730	25072	1308	25106	5642	24464
380	31056	3203	31221	13632	28088	15640	1613	15723	6865	14145
390	19891	3018	20119	12559	15717	8081	1226	8173	5102	6385
400	12835	2522	13081	10183	8211	4035	793	4112	3201	2581
410	9230	2180	9484	8472	4263	2735	646	2810	2510	1263
420	7883	2121	8163	7887	2105	3138	844	3250	3140	838
430	7843	2305	8175	8159	517	4449	1307	4637	4628	293
440	8462	2617	8857	8788	-1108	6122	1893	6408	6358	-801
450	9312	2928	9762	9312	-2928	7793	2451	8169	7793	-2451
460	10128	3132	10601	9430	-4843	9236	2856	9667	8599	-4416
470	10761	3162	11215	9030	-6651	10330	3035	10767	8669	-6386
480	11149	3000	11546	8156	-8172	11042	2971	11435	8078	-8094
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
690	-11081	1681	-11208	6997	-8756	-13335	2023	-13488	8420	-10537
700	-12763	1316	-12830	5602	-11543	-15349	1583	-15430	6737	-13881
710	-13827	721	-13846	3111	-13492	-16624	867	-16646	3741	-16221
720	-14192	0	-14192	0	-14192	-17061	0	-17061	0	-17061



Фиг. 2. Сили, действащи на КММ (сравнение за двата двигателя)

Интерес представлява и диаграмата за натоварване на мотовилковата и основната шийки на коляновия вал. Получените резултати, съгласно с методиките [2, 3], са показани на фиг. 3.



Фиг. 3. Диаграма на натоварването на (заедно за двата двигателя):
а. мотовилковата шийка б. основната шийка

От приложените диаграми е видно, че сумарните сили, действащи на указаните шийки, са много по-големи при двигателя със свръхпълнене, което налага и използването на материали с по-голяма якост и съответно увеличаване на геометричните им размери.

4. Икономическа оценка.

За всеки, закупил автомобил с единия или другия двигатели, е важно да разбере какви разходи би направил във времето и кой тип двигател е икономически по-изгоден. Ето защо тук е показано съкратено определяне на разходи за поддръжка и експлоатация на двата двигателя [4].

Разходите са два вида – разход за бензин и разход за консумативи. Приети са два пробега на автомобилите – 100000 и 200000 km. Свойствата на автомобилите, определящи разхода им са дадени в табл. 4, а приведеният разход на енергия и гориво – в табл. 5 (разходите са определени за две скорости на движение – 60 и 80 km/h) [4].

За целта ще се използва уравнението на силовия баланс на автомобила [4]:

$$F_k = F_f \pm F_i \pm F_a + F_в \qquad (1)$$

Приети са следните стойности за двата автомобила: ширина *B*=1,72 m, височина *H*=1,48 m, коефициент на въздушно съпротивление *кв*=0,0002 kNs^2/m^4, маси на автомобила съответно 1026 kg (EcoBoost) и 1061 kg (1,6 16V).

Таблица 4. Сили, действащи на автомобила при движението му по равен път.

Двигател	**1.0 EcoBoost**	**1.6 16v**
Ff (60 km/h), kN	0,0100	0,0104
Ff (80 km/h), kN	0,0115	0,0119
Fв(60 km/h), kN	0,1129	0,1129
Fв(80 km/h), kN	0,2008	0,2008
Fk(60 km/h), kN	**0,1229**	**0,1233**
Fk(80 km/h), kN	**0,2123**	**0,2127**

Таблица 5. Разходи за изминаване на пробег от 200000 km

Двигател	**1.0 EcoBoost**	**1.6 16v**
A (60 km/h), MJ	245800	246600
A (80 km/h), MJ	424600	425400
$g_e, g/kW.h$	289	304
$Gгр$ *(60 km/h), kg*	19732,28	20824
$Gгр$ *(80 km/h), kg*	34085,94	35922,66
$\rho_{(бензин)}, kg/m^3$	730	730
$Gгр_{(л)}$ *(60 km/h), l*	27030,52	28526
$Gгр_{(л)}$ *(80 km/h), l*	46693,06	49209,12

След проучване в интернет форуми, списвани от притежатели на автомобили с бензинови двигатели с принудително пълнене, и проблемите, характерни за този тип двигатели, се вижда, че при правилна експлоатация турбокомпресорът се повреждa при среден пробег от около 70000 км. При гаранция от 5 години на автомобил и пробег 10000 км годишно, следва че повечето притежатели сами ще заплатят изделието при отказ. Средната цена на един нов турбокомпресор е около 2000 лв.

Маслото за двигателите на двигател с атмосферно пълнене за експлоатация в умерен климат, е 10W40 – полусинтетично, с цена 8 лв./л и смяна през 15000 км пробег; за двигателите с принудително пълнене се препоръчва 5W30 – синтетично, с цена 30 лв./л и смяна през 10000 км пробег. Последното не е удачно за умерен климат, но е необходимо за безотказната работа на компресора.

От посочените факти е ясно, че за пробег 200000 км от двигателя с принудително пълнене ще бъде направена горивна икономия от 3160 лв. (при 2.10 лв./л) с постоянна скорост 60 км/ч, и 5495 лв. – със скорост 80 км/ч, но след изчисляване на разходите за смяна на маслото и евентуалните два отказа на компресора за дадения пробег, се оказва че атмосферния двигател е по-икономичен от гледна точка разходи за консумативи с 6480 лв.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Експлоатацията на двигатели с принудително свръхпълнене е икономически по-неизгодна, и би следвало да се отдаде предпочитание на еквивалентен двигател с атмосферно пълнене. Ако се цели максимална мощност от минимален обем и тегло (състезателен или рали автомобил), то използването на принудително пълнене е оправдано (ресурсът на двигателя в тези случай е от второстепенно значение).

ЛИТЕРАТУРА

[1] www.cars-data.com.

[2] Лилов Ц. и др. Ръководство за курсово проектиране по двигатели с вътрешно горене. Земиздат. София, 1976.

[3] Станков Ем.. Лекционен материал по „Динамика, конструкция и изчисление на ДВГ“, РУ „Ан. Кънчев“.

[4] Селифанов В. и др. Теория автомобиля, М, МГТУ „МАМА“, 2007.

За контакти:

Доц. д-р Атанас Илиев, кат. ДТТ на РУ „Ангел Кънчев, тел. 082-888-272, e-mail: ailiev@ubi-ruse.bg

Докладът е рецензиран.

ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ИЗПОЛЗВАНЕ НА N-БУТАНОЛ В ДИЗЕЛОВИТЕ ДВИГАТЕЛИ

POSSIBILITIES OF USAGE OF N-BUTANOL IN THE DIESEL ENGINES

Krasimir Markov

Abstract. The interest of using alcohols in diesel engines has grown in the recent years. The main reason is the presence of oxygen in the alcohols. The most used alcohols in diesel engines are ethanol and butanol. The butanol has closer properties to conventional diesel in comparison with ethanol. The butanol has 4 isomers, but in diesel engine is used primary n-butanol. The butanol could be produced from crude oil or biomass. There are few processes of production of butanol by biomass, including ABE and Butyfix processes. The best way for usage of butanol in diesel engine in by mixing in blend with diesel, up to 20 per cent n-butanol in the blend. The different properties of the blend could be change the performance and emission characteristics of the engines. The presence of oxygen could reduce PM emissions, but lower low calorific value could increase BSFC.
Keywords: n-butanol, diesel engines, production, properties.

1. Въведение:

В последното десетилетие нараства интересът към използването на алкохоли в дизеловите двигатели. Основните причини за това са, че алкохолите са кислород-съдържащи горива, поради което допринасят за намалението на емисиите на вредни вещества, отделяни от двигателите с вътрешно горене и необходимостта от намирането на алтернативни горива на конвенционалното дизелово гориво.

Поради ниското им цетаново число обаче алкохолите не могат да се използват непосредствено в дизеловите двигатели. Затова в дизеловите двигатели алкохолите се използват в смеси с дизеловото гориво в различни процентни единици или чрез впръскване в пълнителния тръбопровод. Впръскването на алкохоли в пълнителния тръбопровод обаче налага преустройство на двигателя и на автомобила и от гледна точка на практическата реализация смесите намират по-широко приложение.

Основните алкохоли, които намират приложение в смесите с дизеловото гориво са етанолът и бутанолът.

2. Изложение:

2.1. Възможности за използване на алкохолите в дизеловите двигатели

Свойствата на етанола значително се различават от свойствата на дизеловото гориво, което води до разнообразни проблеми при използването му в дизеловите двигатели. Етанолът притежава висока полярност, не се смесва добре с въглеводородните горива, поради високия му афинитет към водата, много ниско цетаново число (около 8 единици), висока точка на кипене, нисък вискозитет и лоши смазващи свойства, висока корозивност, много ниска пламна точка. В това отношение бутанолът, като по-висш алкохол, притежава много по-добри характеристики [1,2].

Бутанолът се разтваря добре в нефтени горива, не се разтваря добре във вода и има много по-ниски хигроскопични свойства в сравнение с етанола. По този начин смесите с бутанол притежават голяма стабилност, което е валидно и при дългосрочно съхранение, тъй като бутанолът е по-малко склонен да се отдели от въглеводородното гориво при наличието на вода. Бутанолът е по-малко корозивен, има по-висока калоричност, по-високо цетаново число и по-ниска точка на кипене в сравнение с етанола [3,4,5]. При използване на смеси на нефтено гориво с до 40% бутанол не е необходимо да се преустройва двигателя и могат да се транспортират и съхраняват чрез съществуващата инфраструктура.

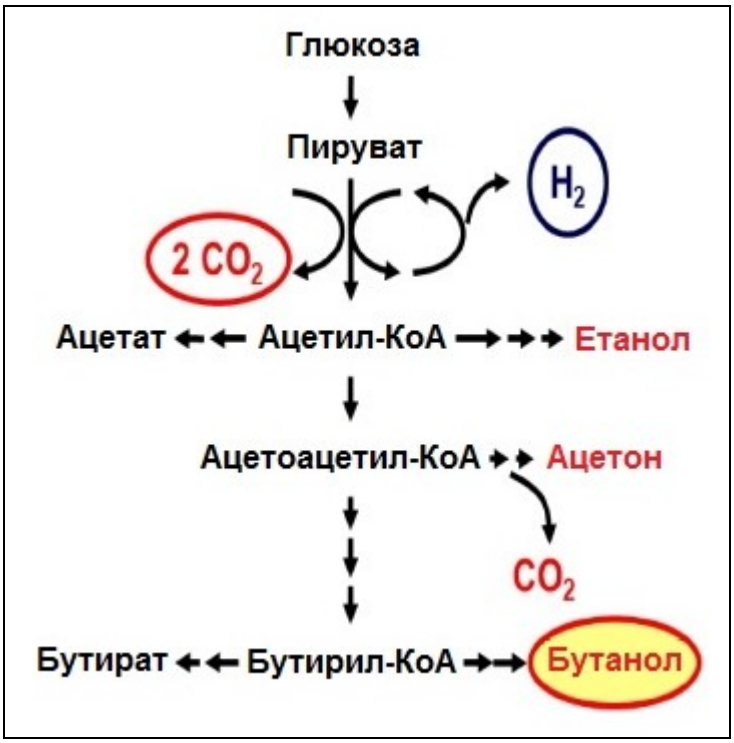
Основните недостатъци на бутанола са неговата токсичност и агресивното му действие към еластомерите и гумените уплътнители, причинявайки тяхното омекване или разпадане [1,6].

В зависимост от разположението на хидроксилната група и въглеродната верига бутанолът има четири различни изомера: n-бутанол, 2-бутанол, 3-бутанол и изо-бутанол. Поради различната структура тези изомери имат някои различия в физико-химичните им свойства. От гледна точка на дизеловите двигатели приложение намира основно n-бутанолът.

2.2. Произход и производство

Бутанолът може да се произвежда както чрез преработка на нефт, така и чрез процес на ферментация на биомаса. Като изходни суровини за производство на бутанол чрез биомаса може да се използват суровини, съдържащи скорбяла (зърнени култури, картофи, царевица), суровини, съдържащи захароза (захарна тръстика, захарно цвекло), суровини, съдържащи целулоза и лигноцелулоза [6 – 9]. За нарастването на интереса към бутанола допринасят и новите технологии за производство на бутанол чрез биохимични процеси.

Най-старият метод за производство на бутанол е АВЕ процесът. АВЕ е процес на ферментация, след който се получават ацетон – n-бутанол – етанол, в съотношение 3:6:1. Схема на АВЕ процеса е показана на фиг. 1. Основният проблем при използване на този метод се състои в това, че използваните анаеробни бактерии в процеса на ферментация са чувствителни към бутанола и производителността е ниска.



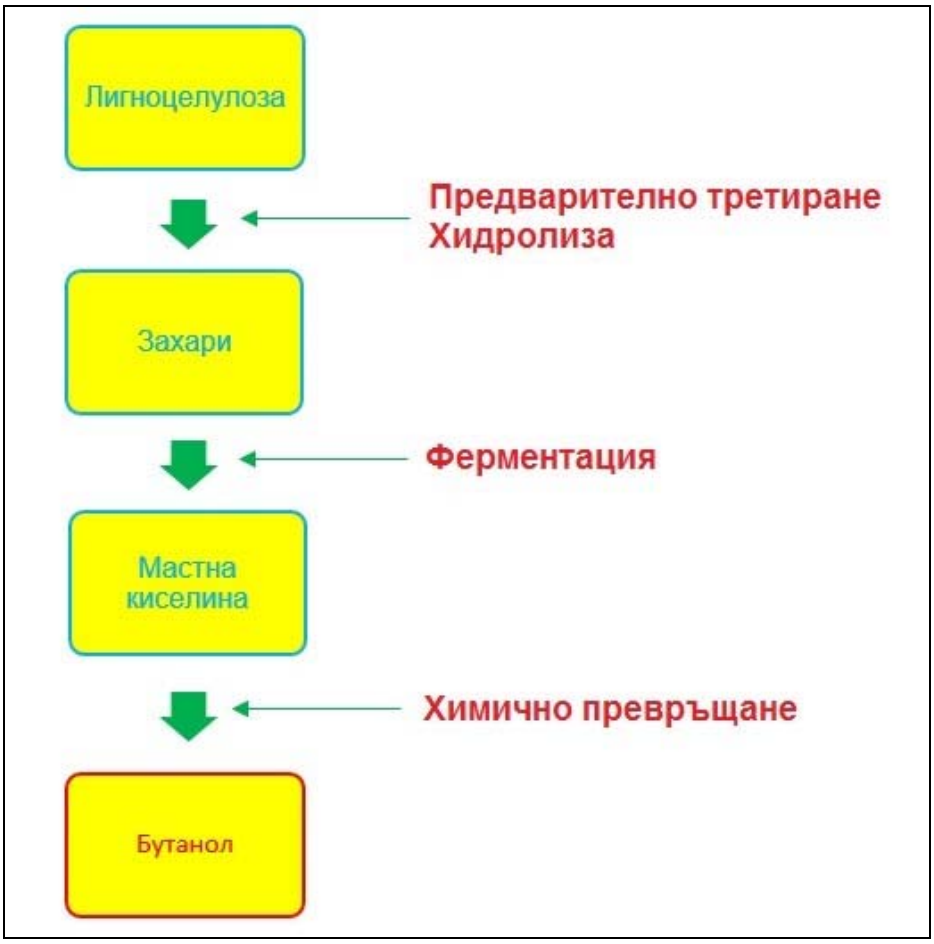
Фиг. 1. Схема на АВЕ процеса за производство на бутанол от биомаса [11]

Съществуват няколко начина за преодоляване на този проблем. Един от начините е модифициране на метаболитните процеси за повишаване на резистентността на бактериите към по-високи концентрации на продуктите на ферментацията и за подобрение на ефективността и селективността на процеса. Друг от методите е използването на микроорганизми за производство на бутанол по синтетичен път. Микроорганизмите се избират по възможност за модификации, степен на растеж и очаквана резистентност към токсичното влияние на бутанола [7,9,10].

Механизмът за образуване на n-бутанол от глюкоза при АВЕ процес се представя с уравнението:

$$C_6H_{12}O_6 \rightarrow C_4H_9OH + 2CO_2 + H_2O$$

Най-съвременния метод за производство на бутанол е Butyfix процесът, създаден от Индустриалния Технологичен Изследователски Институт на Тайван през 2013-та година. При него е възможно 94% от наличния въглерод в биомасата да се превърне в бутанол [6]. Процесът се осъществява на 3 стъпки: 1) Хидролиза на целулозата за получаване на захари; 2) Ферментация на захарите за получаване на бутират; 3) Химично превръщане на бутирата в бутанол чрез естерификация и хидрогенизация. При този процес няма емисиите на CO_2, тъй като получения при ферментацията CO_2 се оползотворява в следващите етапи на процеса [11]. При този процес теоретично е възможно 100% превръщане на въглерода в биомасата в бутанол. Схема на процеса Butyfix е показана на фиг. 2.



Фиг. 2. Схема на процеса Butyfix [11].

2.3. Физико-химични свойства на n-бутанола

В сравнение с дизеловото гориво n-бутанолът има по-ниска плътност, по-ниска пламна точка, по-ниска точка на кипене, по-висока температура на самовъзпламеняване, по-висока скрита топлина на изпарение, по-ниско цетаново число и по-ниска долна калоричност. Поради сериозната разлика в някои от свойствата с дизеловото гориво, n-бутанолът рядко се използва непосредствено като гориво в дизеловите двигатели, а се вместо това се използва в смеси с дизеловото гориво в различни процентни единици. Сравнение на физико-химичните свойства на дизеловото гориво и n-бутанола е показано в таблица 1.

Таблица 1. Физико-химични свойства на дизеловото гориво и n-бутанола

Показател	Дизелово гориво	n-бутанол
Плътност при 15 °C, kg/l	0,82 – 0,86	0,81 – 0,82
Изпаряемост на 50%, °C	< 250	-
Изпаряемост на 90%, °C	< 360	-

Точка на кипене, °C	180 - 360	116 - 118
Скрита топлина на изпарение, kJ/kg	250 - 375	581,4
Вискозитет при 40 °C, mm^2/s	2 – 4,5	2,2 – 3,6
Температура на пламване, °C	> 55	34 - 37
Темп. на самовъзпламеняване, °C	200 - 300	343 - 355
Коксово число, %	< 0,3	-
Фактически смоли, mg/100 cm^3	< 24	-
Пепел, %	< 0,01	-
Киселинност, mg KOH/100 cm^3	< 5	-
Съдържание на сяра, %	< 0,001	0
Температура на филтруемост, °C	0 до – 20	< - 51
Температура на замръзване, °C	- 5 до -25	-
Цетаново число	> 51	25
Долна калоричност, MJ/kg	42,5	33

Добавянето на n-бутанол в дизеловото гориво води до намаление на плътността, вискозитета, пламната точка, цетановото число и калоричността в сравнение с конвенционалното дизелово гориво. Също така намалява стехеометричното въздушно отношение. С увеличаване на процента на n-бутанол в сместа с дизелово гориво промените в физико-химичните свойства нарастват. При използване на смеси с до 20% n-бутанол не се наблюдават значими промени в мощностните показатели на двигателя, но при смеси с над 40% n-бутанол мощностните показатели се намаляват значително [1].

Кислородното съдържание на n-бутанола е 21,6%. Наличието на кислород в горивото подобрява процеса горене и намалява основните емисии на вредни вещества, създавани от дизеловите двигатели.

От друга страна обаче по-ниското цетаново число и по-високата температура на самовъзпламеняване биха оказали различно влияние върху процеса на горене и ефекта на горивото върху емисиите на вредни вещества.

По-ниската долна калоричност би довела до увеличение на специфичния ефективен разход на гориво, тъй като ще е необходимо по-голямо количество гориво, което да изгаря, за да се постигне еквивалентна мощност като при използване на конвенционално дизелово гориво.

3. Заключение:

В търсенето на решения на съвременните проблеми с изчерпването на суровия нефт и намалението на емисиите на вредни вещества от двигателите с вътрешно горене алкохолите са потенциална възможност за алтернативно гориво на конвенционалното дизелово гориво. Поради сериозната разлика в някои от свойствата между алкохолите и дизеловото гориво, в дизеловите двигатели те могат да се използват само в смеси с дизеловото гориво. От направеният анализ на възможностите за използване на алкохоли в дизеловите двигатели могат да се направят следните изводи:

1. В сравнение с етанола, бутанолът притежава много по-добри характеристики. Физико-химичните свойства на бутанола са по-близки до тези на дизеловото гориво в сравнение с етанола. По тази причина бутанола е по-подходящ за използване в дизеловите двигатели.

2. Бутанолът може да се произвежда чрез ферментация на биомаса, като се използват разнообразни суровини. Полученият по този начин бутанол спада към горивата от възобновяеми източници.

3. Традиционните технологии за производство на бутанол се усъвършенстват за подобряване на производителността, а също се откриват и нови технологии на

производство. Това допълнително повишава интереса към използването на бутанол в двигателите с вътрешно горене.

4. Независимо от значителната разлика в някои от физико-химичните свойства на дизеловото гориво и n-бутанолът, при използване на смеси с до 20% n-бутанол, не се наблюдават значими промени в мощностните показатели на двигателя.

5. Наличието на кислород в молекулата на горивото подобрява процеса на горене и намалява емисиите на вредни вещества от дизеловите двигатели.

Литература:

1. Smerkowska, Barbara (2011). *Biobutanol – production and application in diesel engines.* Chemik, 65, 6, 549-556.
2. Goyal, N., A. Nayyar, C. Kumar (2015). *Experimental investigation of the performance of VCR diesel engine fuelled by n-butanol diesel blend.* IJRET, 4, 2, 444-450.
3. Sarathy, Subram (2010). *Chemical kinetic modeling of biofuel combustion.* University of Toronto, PhD Thesis.
4. Siwale, Lenox (2012). *Effect of oxygenated additives in conventional fuels for reciprocating internal combustion engines on performance, combustion and emission characteristics.* Tshwane University of Technology, PhD Thesis.
5. Feng, Xuan (2011). *Investigation of combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with butanol-diesel blends.* University of Illinois, PhD Thesis.
6. Kumar, B., S. Saravanan (2016). *Use of higher alcohol biofuels in diesel engines: A review.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 60, 84-115.
7. Szulczyk, Kenneth (2010). *Which is a better transportation fuel – butanol or ethanol.* International Journal of Energy and Environment, 1, 1.
8. Choi, B., X. Jiang, Y. Kim, G. Jung, C. Lee, I. Choi, C. Song (2015). *Effect of diesel fuel blend with n-butanol on the emission of a turbocharged common rail direct injection diesel engine.* Applied Energy, 146, 20-28.
9. Sahin, Z., O. Aksu (2015). *Experimental investigation of the effects of using low ratio n-butanol/diesel fuel blends on the engine performance and exhaust emissions in a turbocharged DI diesel engine.* Renewable Energy 77, 279 – 290.
10. Rakopoulos, D., C. Rakopoulos, E. Giakoumis, R. Papagiannakis, D. Kyritsys (2014). *Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, n-butanol, diethyl ether.* Energy, 73, 354-366.
11. Tong, Alex (2013). *Introduction to a disruptive bio-butanol technology.* BIT's 3rd Annual World Congress of Bioenergy, 2013, China.

За контакти: assist. prof. Eng. Krasimir Markov, University of Ruse, Department “Internal Combustion Engines and Automotive Engineering”, 8 Studentska str., Ruse, Bulgaria, e-mail: krmarkov@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.

СРАВНИТЕЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ РАБОТА С ГОРИВНИ СМЕСИ ДИЗЕЛОВО ГОРИВО - БУТАНОЛ

COMPARATIVE INVESTIGATION OF DIESEL ENGINE WORKING WITH DIESEL – BUTANOL FUEL BLENDS

Krasimir Markov, Hristo Stanchev

Abstract. The main advantages of the butanol are its higher calorific value, better mixing with diesel, higher viscosity and higher cetane number in comparison with other alcohols. Experimental study has been carried out to test the mixtures of butanol and diesel on a common rail direct injection diesel engine under a variety of load operating conditions. Results from the tests are analyzed to determine the effect of butanol content on diesel engine characteristics and emissions. Results show that BSFC increase with increasing percentage of butanol in the mixture. The PM emissions reduce in comparison with neat diesel fuel while the impact of diesel-butanol mixture on NOx emissions is not clear. The HC emissions increase significantly in the same time.
Keywords: diesel engine, n- butanol, performance, emission

1. Въведение:

Основно предимство на бутанола пред другите алкохоли е неговата по-висока калоричност, добро и устойчиво смесване, по-висок визкозитет и сравнително високо цетаново число. Има достатъчно задълбочени изследвания за използване бутанола като гориво за бензинови двигатели [1, 2, 3], но все още малко изследвания на дизелови двигатели.

В резултат на изследвания на дизелови двигатели с горивни смеси дизелово гориво – бутанол е установено, че с увеличаване на процентното съдържание на бутанол, за осигуряване на пределно количество NOx при добавка на бутанол, степента на рециркулация на отработили газове първо намалява, а след това се увеличава. При една и съща степен на рециркулация димността на ОГ намалява съществено с увеличаване на процентното съдържание на бутанол. Резултатите за влиянието на стратегията за впръскване на горивото (пилотна порция и късно впръскване, като количество и момент на впръскване) не се различават за двата случая – чисто гориво и смес на дизелово гориво и бутанол.

При използване на бутанол периодът на задържане на възпламеняването се удължава и в резултат на това се увеличава количеството на отделената топлина. Това води до слабо увеличаване на специфичния ефективен разход разхода на гориво при по-високо съдържание на бутанол, но се получава по-ниска температура на ОГ и по-висок к.п.д. Добавката на бутанол води до намаляване на дисперсните частици, особено при големи натоварвания, вследствие на високото съдържание на кислород. NOx няма еднозначно изменение, тъй като се получава конкуренция между по-ниската температура, вследствие на по-ниската калоричност на бутанола и повишеното съдържание на кислород. Количеството на NOx може да се намали поради възможност за по-висока степен на рециркулация без повишаване на саждите. Количеството на CO се намалява при всички концентрации на бутанол.

Табл. 1. Свойства на Етанол, Бутанол и дизелово гориво

Свойство на горивото	**Ethanol**	**Butanol**	**Diesel**
Плътност при 20ºC, kg/m3	0.785	0.810	0.829
Цетаново число	8	25	40-55
Топлина на изпарение, MJ/kg	0.92	0.43	0.23-0.60
Долна калоричност, MJ/kg	26.9	33.1	42.8
Точка на кипене, ºC	78	118	187-343
Точка на възпламеняване, ºC	13	35	74

От горната таблица се вижда, че бутанолът е по-близък по свойства до дизеловото гориво. По-дългата въглеродна верига на бутанола позволява добро смесване с дизеловото гориво при големи концентрации и няма проблем за получаване на устойчиви смеси. По-високата точка на възпламеняване прави горивото по-безопасно и по-малко корозионно активно. По-високата калоричност на бутанола води до по-малко влошаване на икономичността, а по-високото цетаново число не изменя съществено периода на задържане на възпламеняването.

Калоричността на бутанола е по-ниска с 15% от тази на дизеловото гориво. Това води до повишаване на специфичния ефективен разход на гориво. От друга страна бутанолът има по-ниска температура на изпарение и по-ниско цетаново число (25 срещу 50-51). Това води до по-добро изпарение и смесване на горивото с въздуха, до по-дълъг период на задържане на възпламеняването. Това създава до по-добри условия на горене и съответно до по-висока икономичност. Тези два противоречиви ефекта определят характеристиките на двигателя при работа със смеси на дизелово гориво и бутанол.

Бутанолът съдържа повече от 21% кислород. Наличието на кислород предполага повишаване на количеството на азотни окиси. От друга страна бутанолът води до по-добро разпръскване, по-бързо изпаряване на горивото и по-дълъг период на задържане на възпламеняването, което е предпоставка за по-добро смесообразуване[4].

Възможни са два начина за използване на алкохолни горива в двигателите с вътрешно горене: впръскване в пълнителния колектор и смесване със стандартното гориво. От изследвания е установено, че начинът на подаване на алкохолните горива оказва съществено влияние върху горенето, характеристиките и токсичността на двигателите. В това изследване е използвано смесване на бутанола с дизеловото гориво.

Бутанолът има по-ниско стехиометрично въздушно отношение от дизеловото гориво, което намалява вероятността от съществуване на зони с богата горивна смес в горивната камера. Тези зони са основен източник на дисперсни частици (сажди).

2. Изложение:

2.1. Методика на опитното изследване

Изпитван е дизелов двигател Fiat 1,9 JTD. Техническите характеристики на двигателя са показани в таблица 2. Всички изследвания са направени при установен работен режими на двигателя – честота на въртене на коляновия вал n = 1500 min^{-1}, 2000 min^{-1} и 2500 min^{-1} по товарна характеристика. Изследванията са проведени при работа на двигателя с чисто дизелово гориво и три различни смеси на дизелово гориво и n – бутанол – 10%, 15% и 20% бутанол. Означенията на горивата са показани в таблица 3.

Табл. 2. Технически характеристики на двигателя

Двигател	1.9 JTD (80 Hp)
Номинална мощност	60 kW/4000 min^{-1}
Ходов обем	1910 cm^3
Максимален момент	196 Nm/1500 min^{-1}
Горивна система	Акумулаторна (Common rail)
Свръхпълнене	Турбокомпресор
Степен на сгъстяване	18,5
Брой клапани на цилиндър	2

Табл. 3. Означение на горивата

Смес	n-butanol, (%)	Дизелово гориво, (%)	Означение
1	0	100	B0
2	10	90	B10
3	15	85	B15
4	20	80	B20

За натоварване на двигателя се използва постояннотокова електрическа спирачка. Преди всяка серия опити двигателят работи до достигане на нормална работна температура на охлаждащата течност (в нашия случай 80^0C). При смяна на горивото двигателят работи достатъчно време за изразходване на горивото от горивния филтър.

Разходът на гориво е измерван по масовият метод. За измерване на токсичните компоненти и димността на отработилите газове се използват следните уреди:

- 5-компонентен газоанализатор AutoPlus (Табл. 4.);
- Уред за измерване на азотни окиси NO_x 5210 (g);
- Димомер OPA – 101 Nextech.

Табл. 4. Измервателни обхвати на газоанализатора

Състав	Обхват	Точност (резолюция)
HC	0-2000 ppm	1 ppm
CO	0-15%	0,001 vol.%
CO_2	0-20%	0,01 vol.%
O_2	0-25%	0,01 vol.%
NO_x	0-5000 ppm	1 ppm
A/F ratio	0-72	0,01

Уредът NO_x 5210 (g) на фирмата ECM (Engine Control and Monitoring, USA) измерва по-точно концентрацията на азотни окиси NO_x. Той е с керамичен преобразувател за NO_x и O_2 и се използва за развитие на дизелови двигатели и двигатели с директно впръскване на бензин (със свръх бедни горивни смеси) и системи за намаляване на вредните вещества в отработилите газове. Уредът е двуканален и измерва следните величини:

NO_x: 0 - 8000 ppm
λ: 0,4 – 25
AFR: 6,0 – 364
Ф: 0,04 – 2,5
% O_2: 0,0 – 25,0
FAR x 10 000: 27 – 1667.

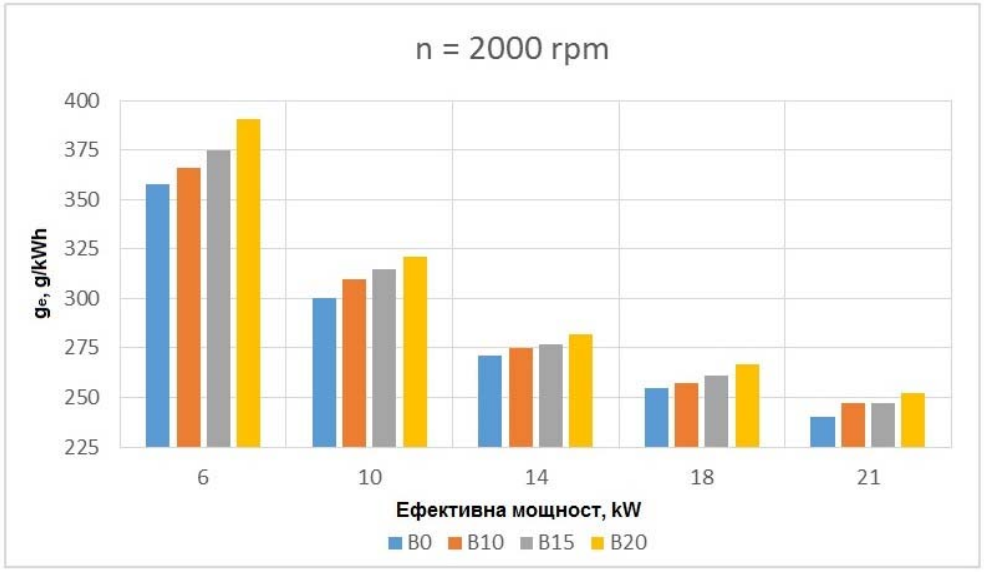
Данните се компенсират според налягането на отработилите газове в зоната на разположение на преобразувателя за NO_x и O_2 .

Димомерът OPA – 101 Nextech CO., Ltd, Korea има следните характеристики:

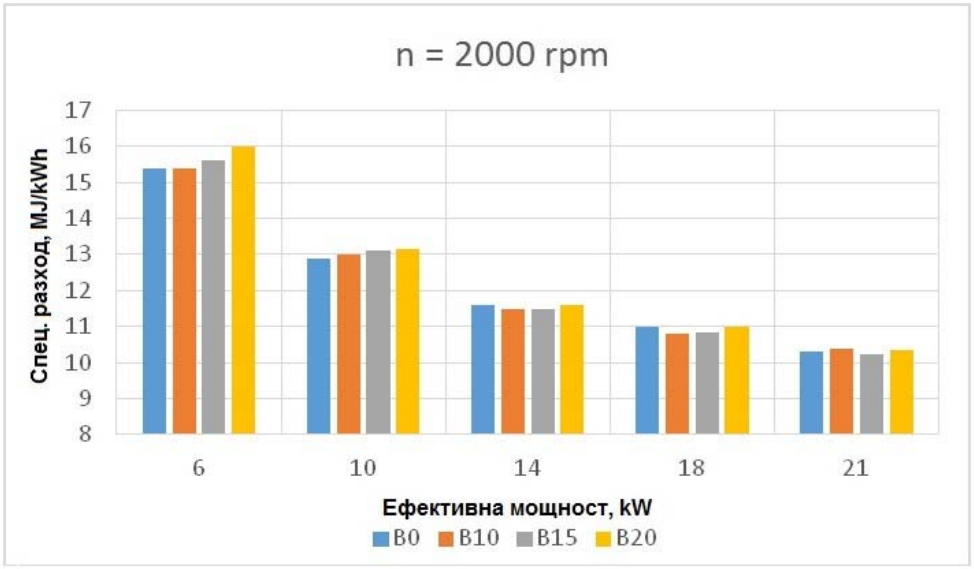
Димност: 0,0 – 100,0% (0,1%);
Коефициент на поглъщане: 0,00 – 21,42 m^{-1} (0,01 m^{-1});
Температура на маслото на двигателя: 0 - 120^0C;
Честота на въртене: 0 – 5000 min^{-1}

2.2. Резултати от изследването и анализ

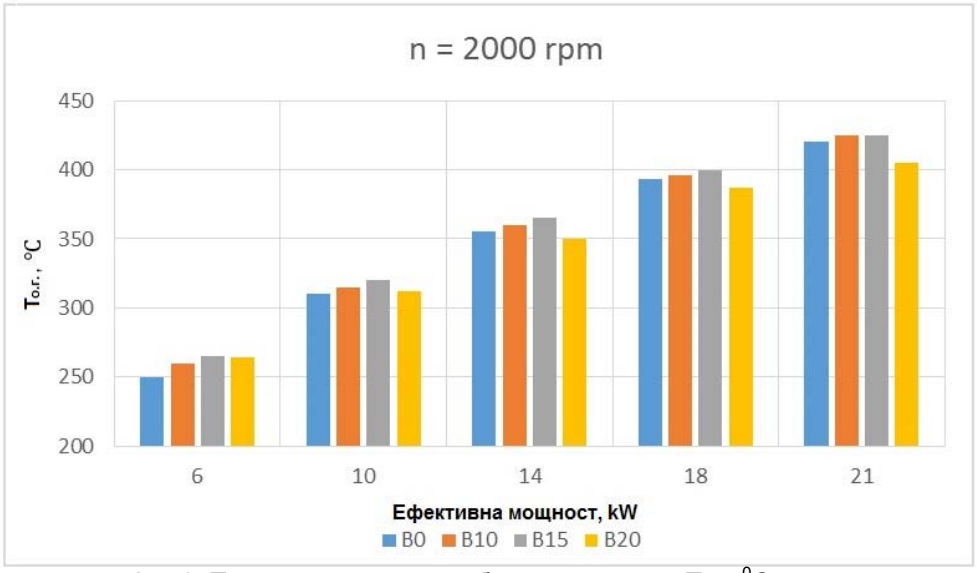
Резултатите от изследването при честота на въртене n = 2000 min^{-1} са показани в графична форма. За по-добра визуална оценка за различните горива за няколко стойности на ефективната мощност са нанесени получените стойности на отделните показатели.



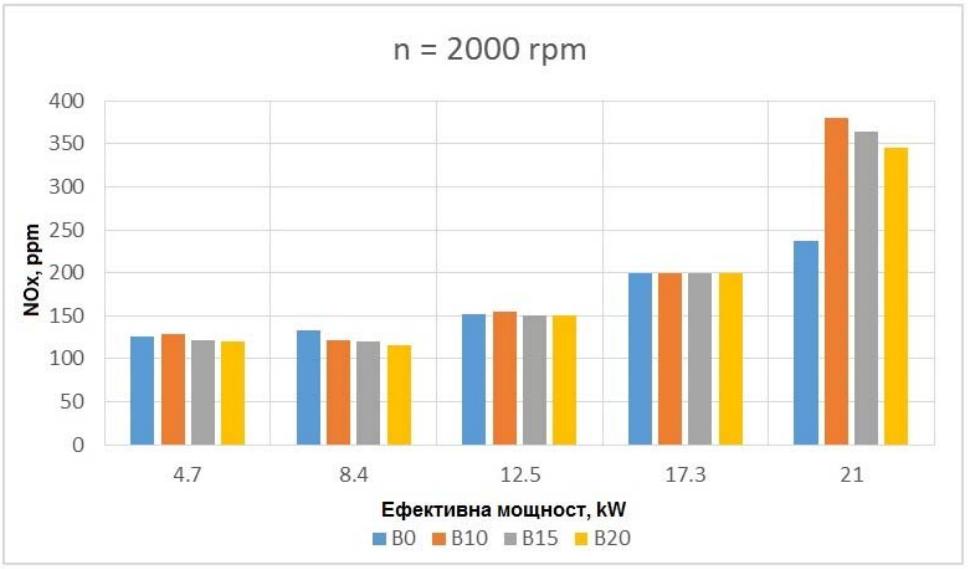
Фиг. 1. Специфичен ефективен разход на гориво g_e, g/kWh



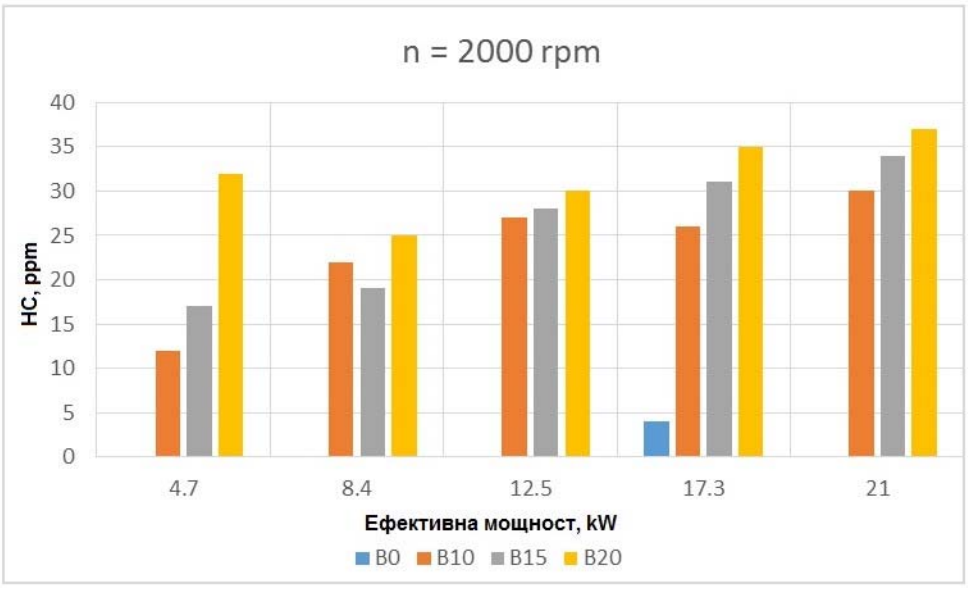
Фиг.2. Специфичен ефективен разход на топлина, MJ/kWh



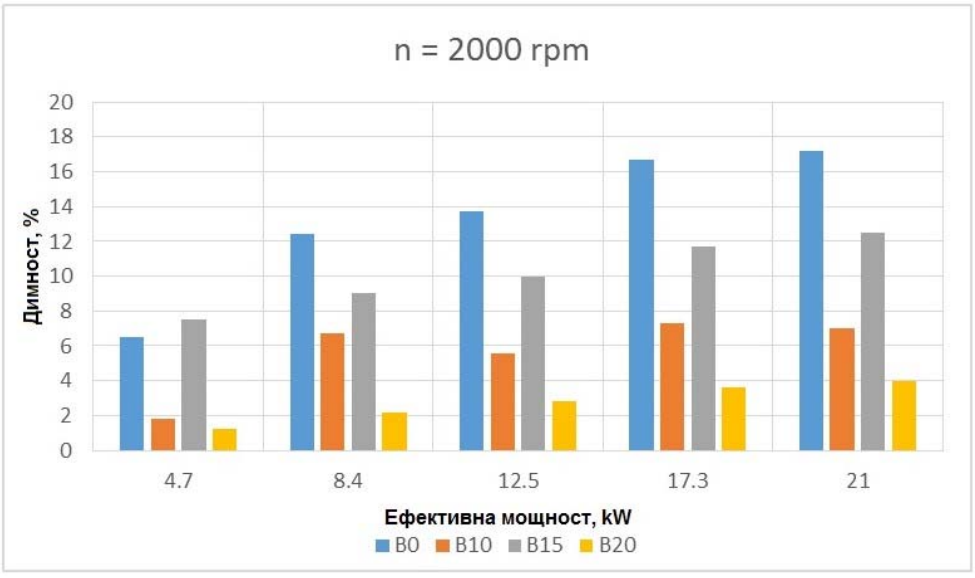
Фиг.3. Температура на отработилите газове $T_{o.г.}$, ^{0}C



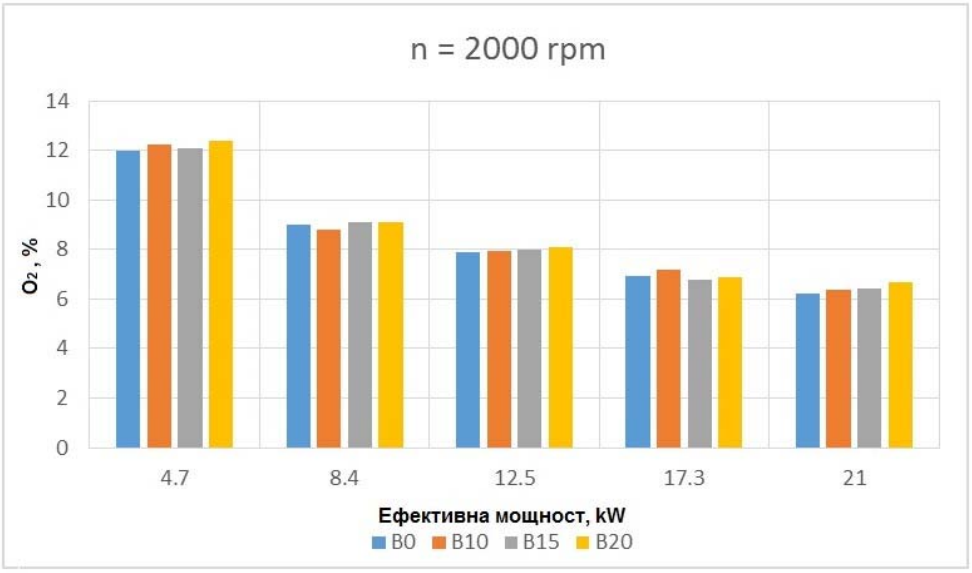
Фиг. 4. Азотни окиси NO_x, ppm



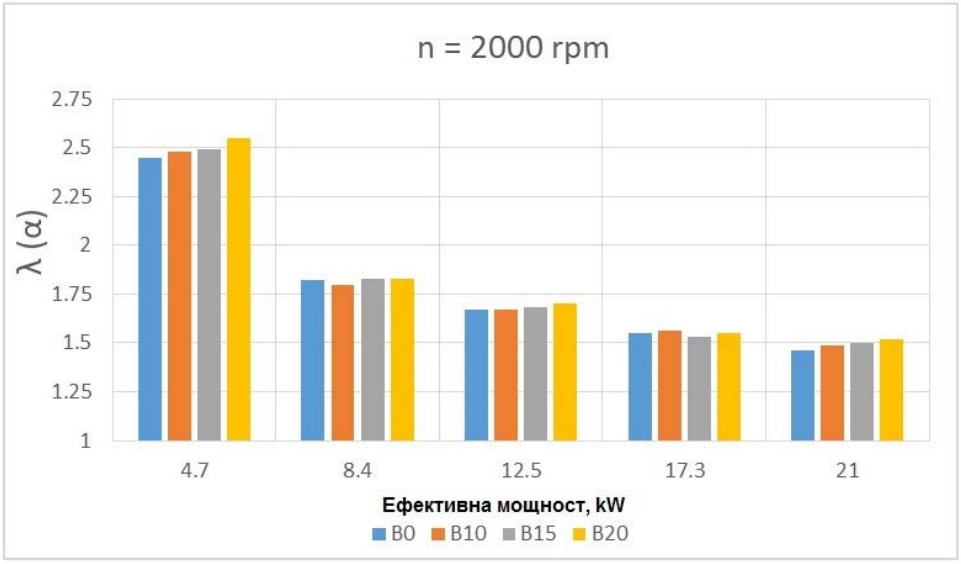
Фиг. 5. Неизгорели въглеводороди HC, ppm



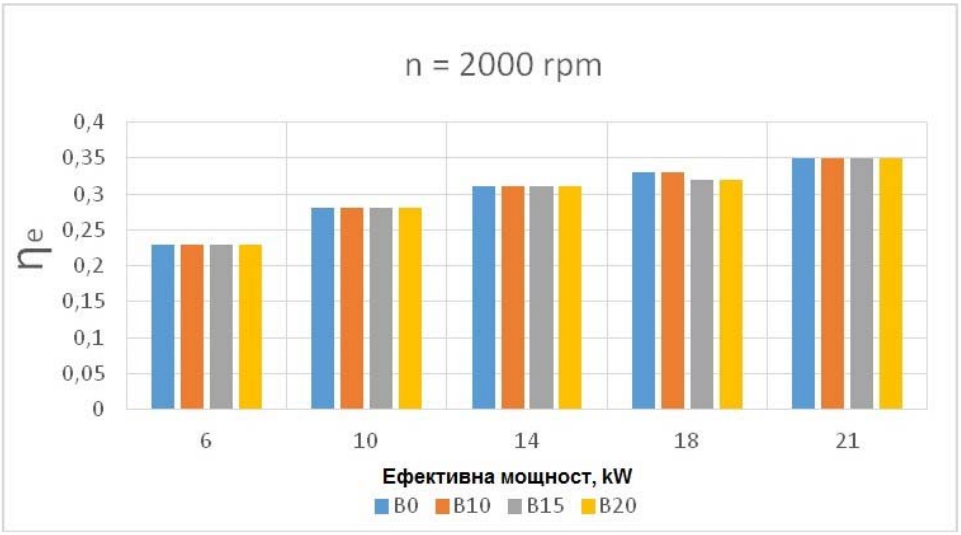
Фиг. 6. Димност, %



Фиг. 7. Кислород O_2, об.%



Фиг.8. Въздушно отношение



Фиг. 9. Ефективен к.п.д.

Получените стойности за специфичният ефективен разход на гориво (Фиг. 1) отговарят напълно на разгледаните в началото на доклада явления, имащи отношение към икономичността ма двигателя. С повишаване на процентното съдържание на бутанол специфичният ефективен разход се увеличава главно поради по-ниската калоричност на горивните смеси от тази на дизеловото гориво. За коректност, на Фиг.2 е показан специфичният ефективен разход на топлина. Вижда се, че разходът на топлина е почти постоянен при различните горива.

Температурата на отработилите газове (Фиг. 3) се увеличава при 10% и 15% бутанол и намалява при 20%. Това показва, че наличието на кислород в горивото подобрява смесообразуването и горенето, но при 20% поради удължаване на периода на задържане на възпламеняването, горенето се пренася по линията на разширението.

Азотните окиси се увеличават при 10% бутанол, но след това намаляват. Това се дължи на намаляване на максималната температура в цилиндъра при по-високо съдържание на бутанол. Независимо от по-високото съдържание на кислород, температурата има по-голямо влияние върху реакцията между азота и кислорода.

С увеличаване на процентното съдържание на бутанол димността на отработилите газове намалява вследствие на изгаряне на горивото в богата на кислород среда. Ефектът е по-силен при големи натоварвания.

Независимо от наличието на повече кислород, количеството на неизгорели въглеводороди HC при работа с добавка на бутанол е по-голямо. Това се дължи на по-високата топлина на изпарение на алкохола, която забавя процеса на изпарение и в горивната камера се получават зони с много богата и много бедна смес. Тези зони са източник на HC емисии. Влияние оказва и по-дългия период на задържане на възпламеняването вследствие на по-ниското цетаново число на смесите с бутанол, при което процеса на изпаряване на горивото се удължава и може да доведе до повече HC.

3. Заключение:

В заключение могат да се направят следните изводи:

1. Използването на горива с високо съдържание на кислород се отразява благоприятно върху намаляване на съдържанието на токсични вещества в отработилите газове на двигателите с вътрешно горене.
2. С увеличаване на процентното съдържание на n-бутанол се увеличава специфичният ефективен разход на гориво. В настоящето изследване при 20% n-бутанол това увеличение е 4 - 6%. Това е по-малко от увеличението на разхода на гориво, което би се получило за достигане на същия ефект на намаляване на токсичността при работа с чисто дизелово гориво.
3. За използване на горивни смеси с по-високо съдържание на n-бутанол, за компенсиране на удължения период на задържане на възпламеняването, е необходима корекция на заводските настройки на системата за управление на горивната система (алгоритъма на управление).

Литература:

1. Szwaja, S., J.D. Naber (2010). *Combustion of n-butanol in a spark-ignition IC engine.* Fuel, 89, 7, 1573-1582.

2. Wigg, B.R., E.R. Coverdill, C.F. Lee, C.D. Kyritsis (2011). *Emission characteristics of neat butanol fuel using a port fuel-injected spark-ignition engine.* SAE paper 2011-01-0902.

3. Stanchev, H., K. Hadjiev, A. Abet Ali (2011). *Investigation of the performance and emissions of gasoline engine operating on Butanol-Gasoline fuel blends.* Proceeding of ECOS 2011, Novi Sad, Serbia, July 4 – 7, 2011, 489-495.

4. Feng, Xuan (2011). *Investigation of combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with butanol-diesel blends.* PhD Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.

5. Rakopoulos, D.C., C.D. Rakopoulos, D.T. Hountalas, E.C. Kakaras, E.G. Giakoumis, R.G. Papagiannakis (2010). *Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/diesel fuel blends.* Fuel, 89, 10, 2781-2790.

6. Kumar, S., J.H. Cho, J. Park, I. Moon (2013). *Advances in diesel-alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 22, 46-72, ISSN 1364-0321.
7. Vlachos, Theodoros (2013). *Experimental investigation on performance and emissions of an automotive diesel engine fuelled with biofuels.* PhD Thesis, Politecnico di Torino.
8. Siwale, L., L. Kristof, T. Adam, A. Bereszky, M. Mbarawa, A. Penninger, A. Kolesnikov (2013). *Combustion and emission characteristics of n-butanol/diesel fuel blend in a turbo-charged compression ignition engine.* Fuel, 107, 409-418.
9. Yao, M., H. Wang, Z. Zheng, Y. Yue (2010). *Experimental study of n-butanol additive and multi-injection on HD diesel engine performance and emissions.* Fuel, 89, 2191-2201.
10. Giakoumis, E.G., C.D. Rakopoulos, A.M. Dimaratos, D.C. Rakopoulos (2013). *Exhaust emissions with ethanol or n-butanol diesel fuel blends during transient operation: A review.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 17, 170-190.
11. Siwale, Lennox (2012). *Effect of oxygenated additives in conventional fuels for reciprocating internal combustion engines on performance, combustion and emission characteristics.* Doctoral thesis for the degree “Doctor Technologiae”, Tswane University of Technology, June 2012.
1. Surname, Name (yr. of issue). *Title*. Place of publication, Publishing, 000-000. (11 pt Arial);

За контакти: 1. Prof. PhD Eng. Hristo Stanchev, University of Ruse, Department “Internal Combustion Engines and Automotive Engineering”, 8 Studentska str., Ruse, Bulgaria, e-mail: hstanchev@uni-ruse.bg
2. Assist Prof. Eng. Krasimir Markov, University of Ruse, Department “Internal Combustion Engines and Automotive Engineering”, 8 Studentska str., Ruse, Bulgaria, e-mail: krmarkov@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.

РЕЗУЛТАТИ ОТ СТАТИСТИЧЕСКО ИЗСЛЕДВАНЕ НА УСТОЙЧИВОСТТА НА ATV ПРИ ДВИЖЕНИЕ В РАЗЛИЧНИ ЕКСПЛОАТАЦИОННИ УСЛОВИЯ

RESULTS OF STATISTICAL RESEARCH ON STABILITY OF ATV MOVEMENT IN DIFFERENT PERFORMANCE

Iliyana Minkovska

Abstract. In this paper are presented results of the statistical survey of drivers of ATVs. The main problems causing accidents that occur when driving ATV's are associated with the loss of stability in movement. The purpose of this work is through a survey to determine the frequency and different conditions under which manifests loss of stability when driving on ATV.
Keywords: All terrain vehicles, Stability, Safety, Terrain

1. Въведение:

В последните години се забелязва увеличение на използването на превозни средства, проектирани специално за управление по пресечени терени, които се наричат с общото название ATV (All terrain vehicle от английски – превозно средство за всякакви терени). ATV са сред най-популярните незакрити превозни средства за отдих, развлечение и спорт. Въпреки това, според статистически данни от предишни години ATV са били причина за много телесни наранявания, като немалко от които са били с фатален край. Тревожна констатация може да се направи, че броят на травмите в резултат на злополука с ATV се увеличава с всяка изминала година[3].

В България все още няма отчетност за точния брой на този вид превозни средства, като основната причина е неточности в закона. В зависимост от това, как завода производител е задал техническите параметри на ATV, някои биват регистрирани като мотоциклети, други като селскостопански машини, а трети дори нямат право да бъдат регистрирани и се управляват незаконно. Поради тези причини липсва и отчетност, следователно и статистика за инцидентите с тях, както и причините за тяхното настъпване.

Основните проблеми, причиняващи произшествията, които възникват при управление на ATV са свързани с първоначалната загуба на устойчивост при движение и по-точно – унасяне, преобръщане и свличане. Движението на ATV обикновено е съпроводено с действието на напречни сили. Установено е [1, 4, 5], че те променят реакциите на колелата с повърхността, по която се движат. Напречните сили възникват при движение в завой или от напречната съставляваща на силата на тежестта напречно на склона, от неравности на пътя или от страничен вятър и се предават към осите на колелата. При движение по неравен терен е възможно внезапно напречно наклоняване на ATV вследствие на пропадане на левите или десните колела или в следствие на изкачването им по терен с напречен наклон, в резултат на което може да последва динамично обръщане. Възникналите напречни сили са най-честата причина за възникване на унасяне и загуба на устойчивост[2]. При по-високи скорости на движение е възможно динамично обръщане и на хоризонтален участък[6].

За да се повиши безопасността на движение при управление на ATV се налага провеждането на по-задълбочени изследвания, свързани с устойчивостта на движение по различни терени и с различни скорости. Важно за определянето на причините за загуба на устойчивост е при какви експлоатационни условия се е случила, например при каква скорост на движение, по какъв терен и при какво направление на движение. Един от начините за установяването на горепосочените причини е чрез провеждане на статистическо проучване, чрез анкетирането на водачи на ATV.

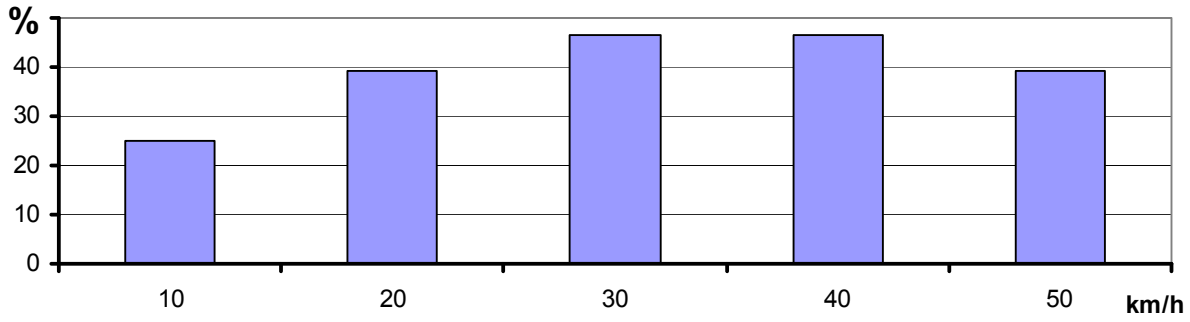
Целта на настоящата работа е чрез анкетно проучване да се определи честотата и експлоатационните условия, при които се проявява загуба на устойчивост при движение на ATV.

2. Изложение:

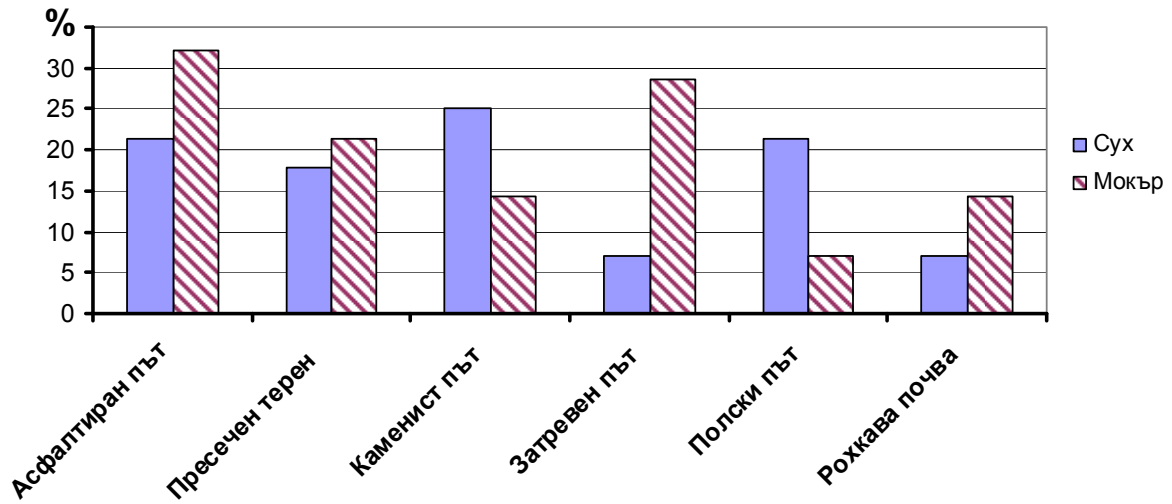
За изясняване на основните проблеми, свързани със загубата на устойчивост на ATV е разработена анкетна карта с въпроси, уточняващи колко често и при какви експлоатационни условия е възниквала загубата на устойчивост. Анкетираните, управлявали ATV са с различни характеристики, опит, темперамент и на различна възраст.

В настоящия доклад са показани резултати от направеното анкетно проучване. Анкетирани са мъже и жени, който са управлявали, както нови, така и употребявани ATV. Анкетираните са от различни населени места в България, и са на различна възраст.

В настоящия доклад са показани резултати от направено анкетно проучване. Анкетирани са както мъже, така и жени от различни населени места в България, който са управлявали, както нови, така и употребявани машини.

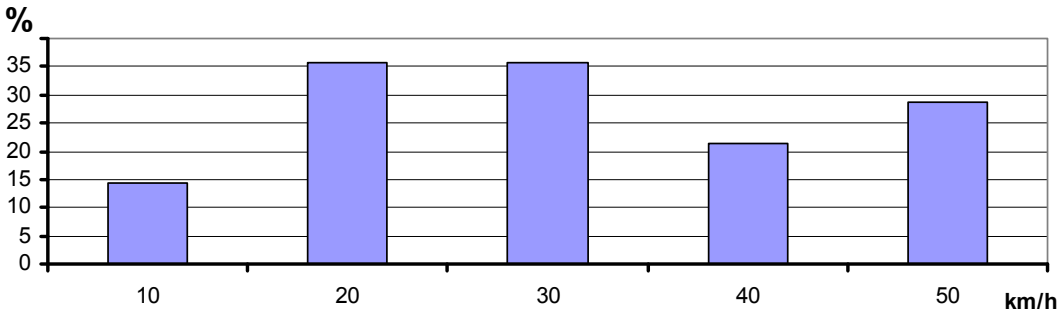


Фиг. 1. Унасяне в завой при движение с различна скорост

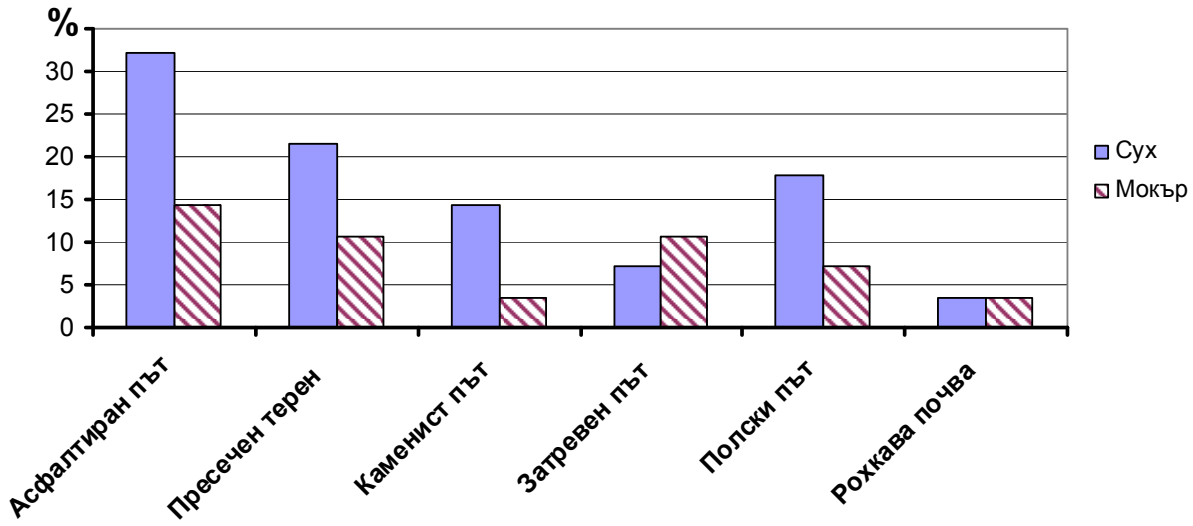


Фиг. 2. Унасяне в завой при движение по различни терени

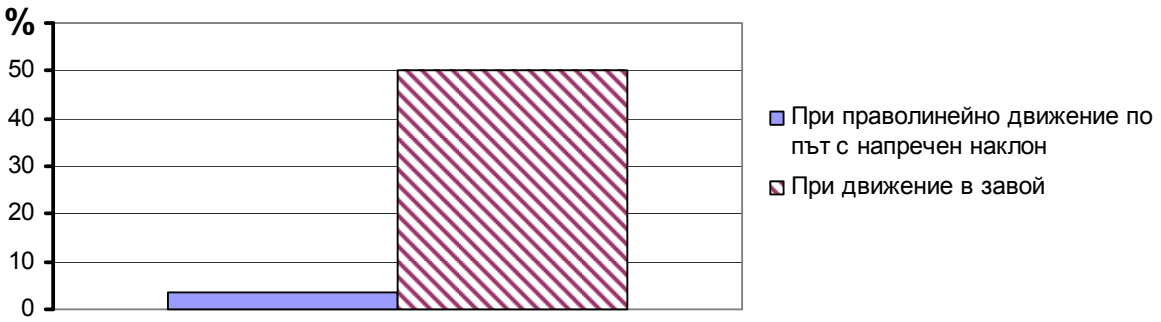
На фиг. 1 и фиг. 2 са показани при каква скорост на движение на ATV и при какъв по вид и състояние на терена се е получило или е имало предпоставка за унасяне в завой. От фигурите се вижда, че най-често унасяне се е случвало при движение със скорост от 30-40km/h по асфалтиран мокър път и по затревен мокър път. Общата сума от процентите се получава различна от 100, тъй като в анкетите има възможности за повече от един отговори на даден въпрос или на някои да не се отговори.



Фиг. 3. Склонност за преобръщане настрани при движение с различна скорост

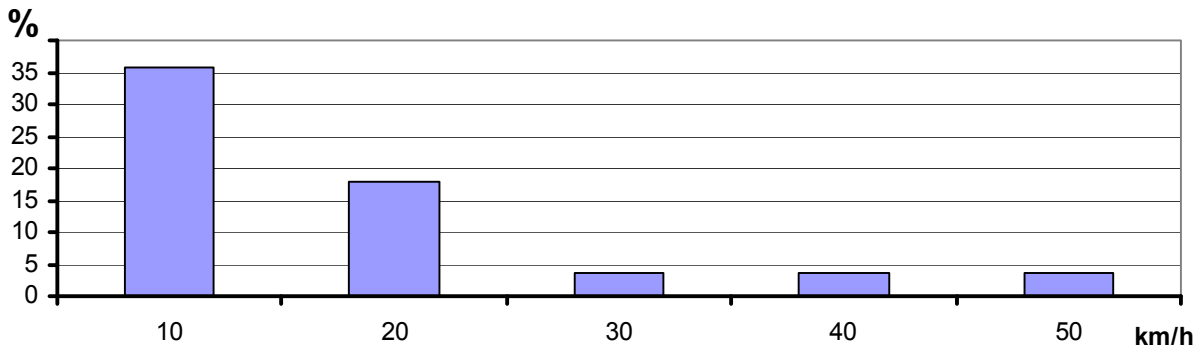


Фиг. 4. Склонност за преобръщане настрани при движение по различни терени

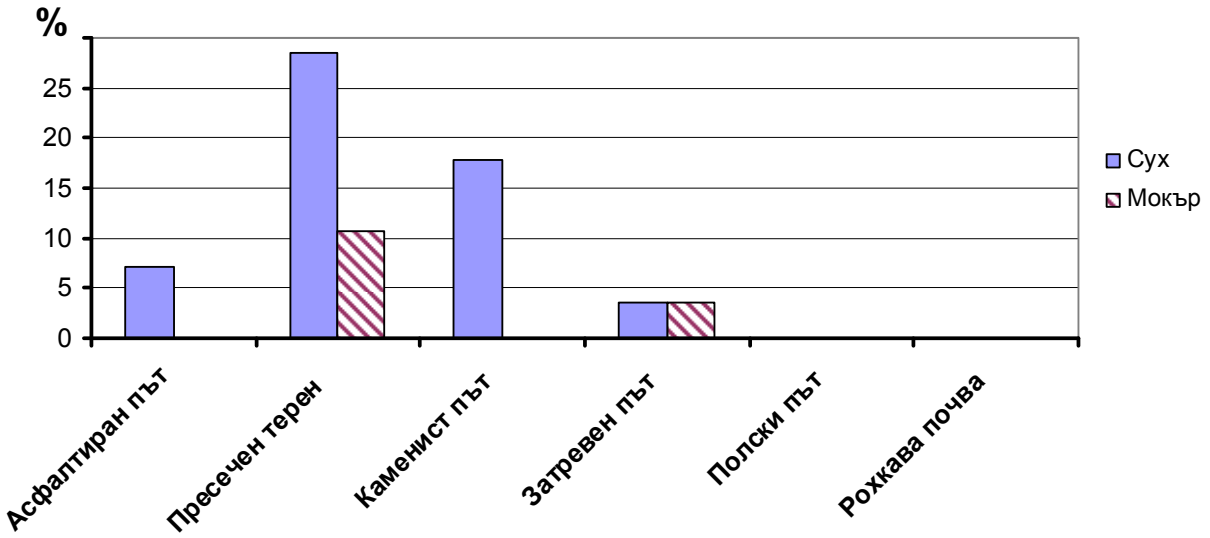


Фиг. 5. Склонност за преобръщане настрани при различно направление на движение

На фиг. 3, 4 и 5 са показани съответно склонност за преобръщане на страни при различни скорости, различни терени и при различни направления на движение. От фигурите се вижда, че ATV има най-голяма склонност за преобръщане на страни при движение със скорост 20-30 km/h, на сух асфалтиран път, при движение в завой. Една от причините за намаляване на склонността към преобръщане при по-високи скорости вероятно е, че водачите по-рядко предприемат завой с по-висока скорост.

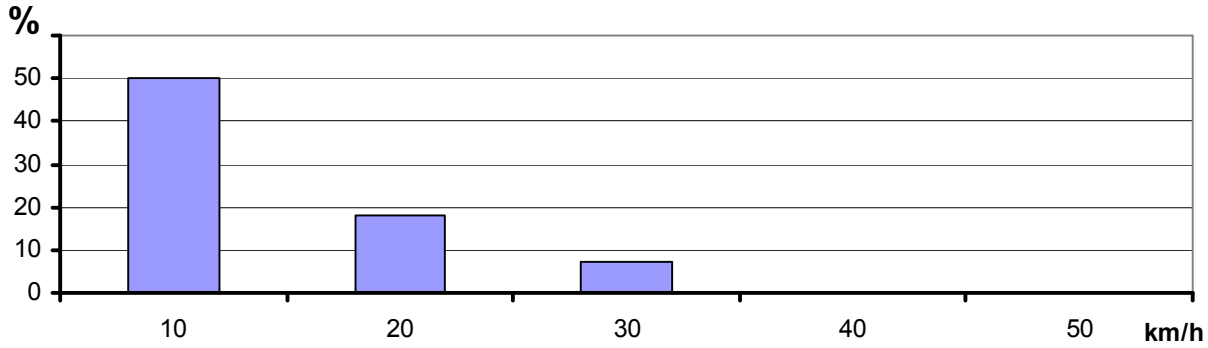


Фиг. 6. Склонност за преобръщане назад при движение с различна скорост

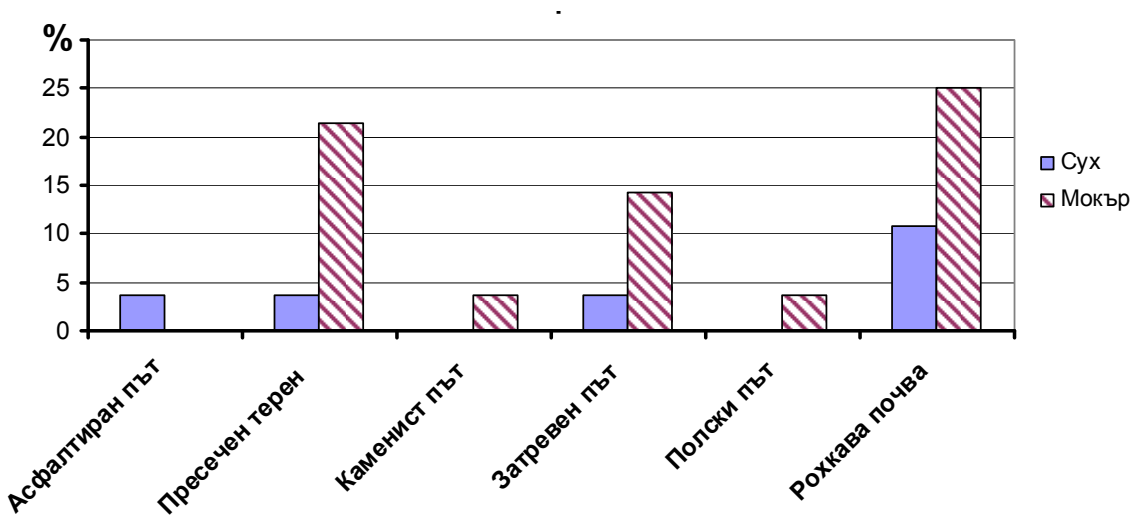


Фиг. 7. Склонност за преобръщане назад при движение по различни терени

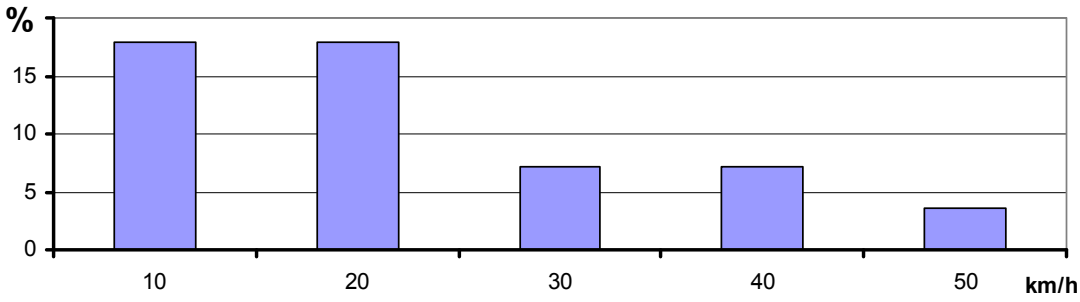
На фиг. 6 и 7 графично са показани при каква скорост и при какъв терен ATV има склонност за преобръщане назад. От графиките се вижда, че преобръщане назад е възможно, най-често при движение със скорост 10 km/h, на сух пресечен терен.



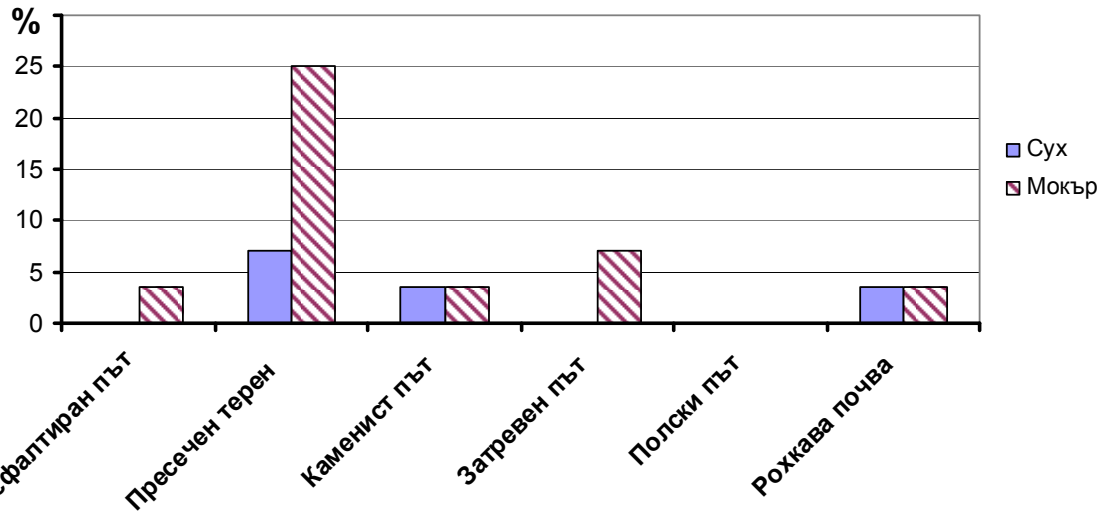
Фиг. 8. Свличане назад при движение с различни скорости



Фиг. 9. Свличане назад при движение по различни терени



Фиг. 10. Свличане настрани при движение с различни скорости



Фиг. 11. Свличане настрани при движение по различни терени

На фиг. 8 и 9 са показани при каква скорост и на какъв терен ATV са се свличали назад и съответно на фиг. 10 и 11 са се свличали настрани. От графиките се вижда, че свличане назад и настрани се случва най-често при по-ниски скорости 10-20 km/h, като

назад повече при движение на мокър пресечен терен и мокра рохкава почва, а настрани само по пресечен мокър терен.

3. Заключение:

След анализиране на получените резултати от анкетирането може за се направят следните изводи:

Най-опасната загуба на устойчивост от гледна точка на безопасността на движение и възможно нараняване и фатален край при произшествие е при унасяне в завой и преобръщане настрани. Това е така поради по-високите скорости на движение, при които те се наблюдават.

46% от унасянията са се случвали при движение със скорости в диапазона от 30 до 40km/h, като 33% от случаите са по асфалтиран мокър път.

35% от произшествията с поява на склонност за преобръщане на страни на ATV са се случили при движение със скорост от 20 и от 30 km/h, като 33% от случаите са по асфалтиран сух път.

Преобръщане назад се наблюдава единствено при движение на ATV с ниска скорост 10km/h. на пресечен сух терен, както и на каменист и даже на асфалт при рязко потегляне.

Благодарности:

Научните изследвания в настоящата публикация са финансирани по договор № 2016 ФТ-01 от ФНИ на РУ „Ангел Кънчев”

Литература:

1. Ivanov R., Roussev R. Ilchev P.The influence of the normal tire forces on the vehicle’s critical speed. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engeneering, vol. 221, 2007, pp13-23
2. Ivanov R., Rusev R., Ilchev P. A laboratory investigation of tyre sliding grip coefficient. Litvania, Research Journal”TRANSPORT” , 2006, Vol 21, No 3, пп. 172-181, ISSN 1648-4142.
3. Moroney, P., M. Doyle, K. Mealy. All-terrain vehicles—unstable, unsafe and unregulated a prospective study of ATV-related trauma in rural Ireland. Ireland, 2002.
4. Rusev R.,R. Ivanov, G. Staneva, G. Kadikyanov. A study of the dynamic parameters influence over the behavior of the two-section articulated vehicle during the lane change maneuver. Poland, SJ Transport Problems, 2016, vol.11, Issue 1, p.p.29-40.
5. Иванов Р., И. Евтимов, Е. Аврамов, Р.Русев. Определяне реакциите върху колелата на двуосен товарен автомобил. Варна, Сб. доклади на НТК с международно участие "Транспорт, екология - устойчиво развитие", 2012.
6. Любенов, С., Б. Ангелов, И. Евтимов. Автомобили и трактори. Експлоатационни свойства, Р., 2013, 81-85.

За контакти: Iliyana Minkovska, PhD Student, Ruse University, Department “Engines and vehicles”, Address, Ruse, Bulgaria, phone +359884 42 28 29, e-mail: : iminkovska@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.

МЕТОДИКА ЗА ИЗМЕРВАНЕ КОЕФИЦИЕНТА НА СЦЕПЛЕНИЕ МЕЖДУ ГУМАТА И ПЪТЯ

METHODOLOGY FOR MEASURED GRIP COEFFICIENT OF FRICTION BETHWEEN TIRE AND ROAD

Yuliyan Petrov[1], **Lilo Kunchev**[2]

Абстракт. В работата е представена методика за определяне коефициентът на сцепление между автомобилната гума и пътя. Методът се основава на определяне максималната надлъжна сила в контактното петно. За целта е създадена динамометрична количка, която дава възможност за определяне надлъжната максимална сила в оста на гумата в процеса на спиране.

Abstract. In the work is presented a methodology for determining the coefficient of adhesion between tire and road. The method is based on determining the maximum longitudinal force in the contact patch. For the purpose is created dynamometric cart, which allow determining longitudinal axis maximum force in the tire during the braking process.
Keywords: Grip coefficient of friction, internal pressure, ground, tire, rubber, wheel and load.

1. Въведение:

Изследванията върху пневматичната гума се провеждат за определяне на важни нейни характеристики. Такива са страничното увличане, еластичността, сцепните свойства, демпфиращи характеристики и др. [2, 10, 11]

Много често тези характеристики са взаимно свързани и може да се установи тяхната взаимовръзка.[7, 8, 9, 12]

Коефициентът на сцепление между гумата и пътната настилка зависи от различни фактори:[3, 4, 5, 6]

- различните конструктивни размери на пневматичната гума;
- видовете шарки на протектора;
- гуми със зимно и лятно предназначение;
- различни по вид гуми;
- вътрешно налягане на гумата;
- скоростта на движение и други.

Допълнително върху сцепните свойства между гумата и пътната настилка влияние оказват климатичните условия:

- температура на въздуха;
- влажност на покритието и други.

Моментното състояние на пътната настилка е важен фактор за промяната на сцеплението.

Целта на настоящата работа е да се създаде методика за получаване коефициента на сцепление между гумата и пътя и да се оцени влиянието на отделните фактори върху същия.

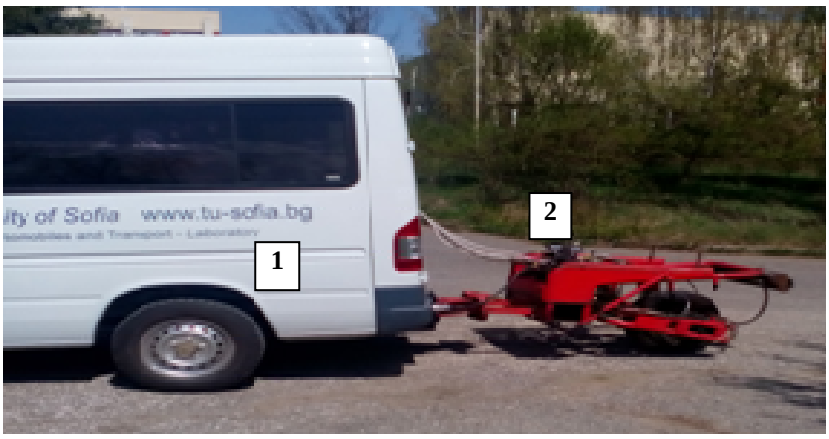
2. Методика за определяне на коефициента на сцепление:

Методиката се отнася за определяне на коефициента на сцепление за гуми използвани при автомобили M_1 (леки и лекотоварни автомобили).

Експерименталното определяне на коефициента на сцепление се извършва в пътни условия с помощта на динамометрична количка показана на фиг.1.

Методиката трябва да включва определяне влиянието на всички по-горе споменати параметри.

Експериментът трябва да отчита модела на гумата, вертикалното й натоварване, вътрешното й налягане, скоростта на движение, различните климатични условия (като влажност), състояние на пътната настилка, температура на околната среда, както и влиянието и вида на протектора на пневматичната гума.



Фиг. 1. Измерителен комплекс - общ изглед, 1 – тестови автомобил, 2 – динамометрична количка.

За получаване на сравними резултати, експериментът се провежда при следните условия:

2.1. Скорост на изпитване

Важен показател за осъществяване на експеримента е определянето на „начална скорост“ (това е скоростта, при която започва провеждането на експеримента, т.е процеса на прилагане на спирачно усилие върху колелото до неговото блокиране).

Определяне на „начална скорост” по настоящата методика се основава на възможните експлоатационни скорости за пътния участък, регламентирани от Закона за Движение по Пътищата.

Методиката заимства определянето на началната скорост в границите, в които се измерват спирачните свойства, съгласно Правило №13Н на ИКЕ на ООН. Приема се, че максималната „начална скорост“ за определяне на коефициента на сцепление е 0,8 V_{max} за гумата но не повече от ≤120 km/h.[1]

Изпитването се провежда чрез няколкократно (3÷4 пъти) последователно задействане и освобождаване на спирачния механизъм. Гумата е с вертикално натоварване предвидено в работния й диапазон.

Примерно: В случай на движение по път втора категория (V_{max} – 90 km/h), изпитването се провежда за скорост на движение от 40 до 90 km/h. В населени места изпитателният диапазон е от 20 до 60 km/h.

Препоръчителният ред на промяна на скоростите е през 10 km/h.

2.2. Избор на околната среда

За различните годишни сезони, температурата оказва съществено влияние на коефициента на сцепление между гумата и пътното покритие. Това е в резултат на изменение на физико-химичните свойства на протектора на гумата. В различните годишни сезони могат да се появят и някои замърсявания върху пътното покритие, което значително променя коефициентът на сцепление.

Съгласно предписанията на производителя за работа на автомобилната гума, температурните режими са:

- летни гуми от 10°C до 32°C;
- зимни гуми под 10°C.

Гумите е необходимо да бъдат изпитани на сухи, мокри и заледени пътни настилки.

2.3. Избор на пътен участък

Експериментът е необходимо да се проведе по възможност на хоризонтална площадка с максимален наклон на пътя ±2 градуса. За корекция на достоверността на получените резултати, експериментът се проведе и в двете посоки.

Пътният участък трябва да има сравнително голяма дължина на вълната на микронеравностите (над 10 m), което води до възможно най-малки хоризонтални и

вертикални трептения на оста на гумата. Избраният пътен участък трябва да бъде сравнително гладък и да няма нарушаване на пътната настилка.

Отделните качества на грапавините в пътните участъци е необходимо да се измерят чрез ординатата им и данните да се обработят чрез статистически методи.

2.4. Натоварване върху гумата

При провеждане на експеримента се определят границите на минимално и максимално вертикално натоварване върху гумата. Максималното вертикално натоварване на гумата (G_{gmax}) се определя съгласно тегловният индекс на гумата, отбелязан върху страницата й. Минималното вертикално натоварване на гумата се определя като половината от 0,5 Gg_{max}. Експериментът се провежда в границите от минимално до максимално вертикално натоварване на гумата като препоръчителния интервал за промяна е през 0,5 kN.

2.5. Вътрешно налягане на гумите

Максималното вътрешно налягане на гумата е определено от завода производител и е отбелязано върху страницата й. Приема се че минималното вътрешно налягане на гумата е 0,18 MPa за автомобили категория M_1. Експериментът се провежда в границите от минимално до максимално вътрешно налягане на гумата с препоръчителен интервал 0,02 MPa.

2.6. Изпитване за аквапланинг

За изпитване на аквапланинг е необходимо овлажняване до определена степен на пътното покритие. Известни са следните начини за овлажняване:

- сухото покритие се овлажнява от система за индивидуално поливане, след което се провеждат изпитания за определяне коефициентът на сцепление. След това повърхността се овлажнява втори път с поливна система и се извършва ново измерване;
- вторият метод включва система за пряко подаване на вода в зоната на контакта. Водата се подава в малък интервал от време $t \leq 1$ s.преди реализиране на експеримента. За целта е нужно да се осигури дебит на вода 60 l/min.

2.7. Определяне броя и обема на измерванията

Обемът от измервания се определя като се отчете и броя на променливите (вътрешно налягане, размера на гумата, натоварването), както и макро и микрограпавини, които въздействат на колелата на автомобила.

3. Получени резултати:

В работата са представени резултати от изпитанията с динамометричната количка. Първоначалните записи са показани на фиг. 4, фиг. 5 и фиг. 6. Записите отразяват силите в две взаимно перпендикулярни оси Ox’ и Oz’ разположени в равнината на колелото, както и реактивната сила в спирачния механизъм показани на фиг. 3.

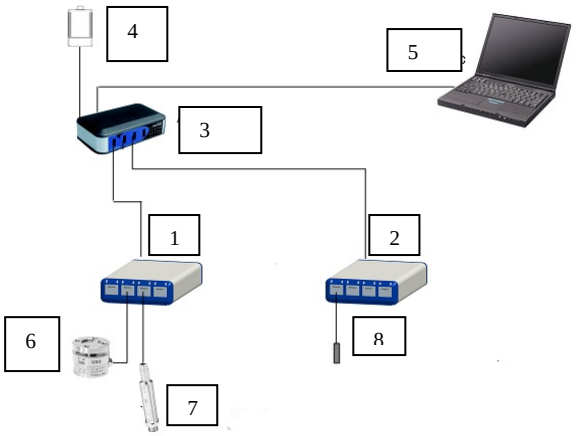
Резултатите са получени за лятна гума тип „мокра“ предназначена за смесени климатични условия. Нейният размер е 175/70 R13. Гумата е с пробег до 1000 km/h и износване на протектора не по-голямо от ±5%.

Гумата е изпитана на сух и средно износен път (настилката е положена преди 10 г. без интензивно натоварване). Предварителните измервания са проведени при натоварване на гумата 1,85 kN (нетно тегло на динамометричната количка).

Примерната блок схема на използваната апаратура за получаване на данни от експерименталните изследвания е показана на фиг. 2.

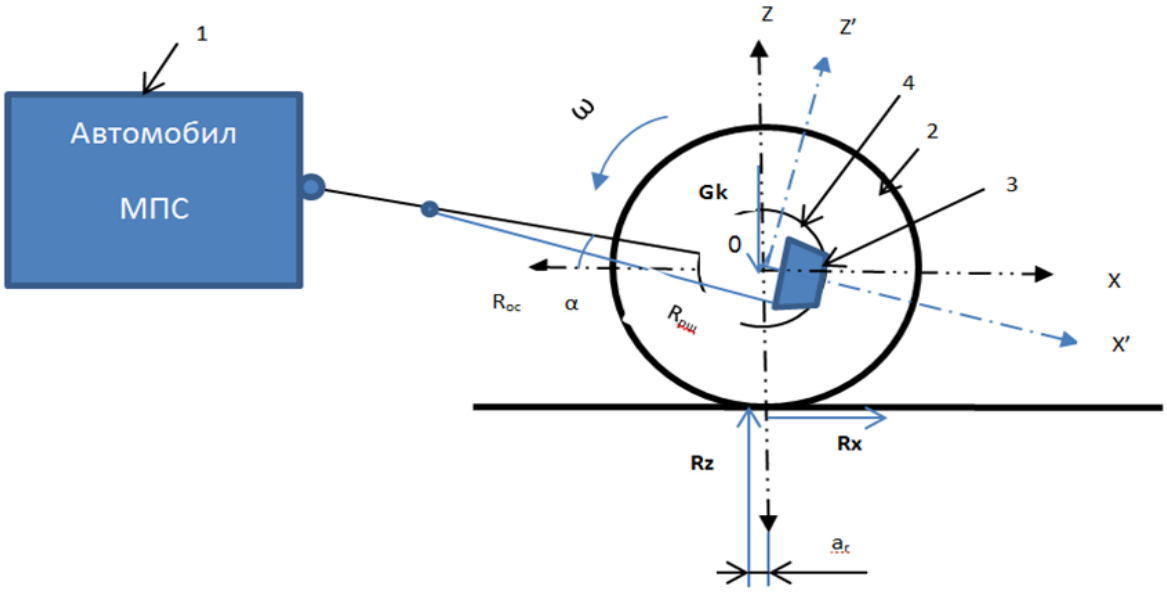
Ако се разгледа разположението на динамометричната количка във вертикалната равнина на гумата, то тя е разположена под ъгъл **α** спрямо оста Ox.

Реакцията в контактното петно при спиране е равна на тази в оста на колелото. За да се определи резултантната реакция в оста на колелото възприемателят на сила има възможност да определи силите в две взаимно перпендикулярни оси Ox’ и Oz’.



Фиг.2. Използвана апаратура за получаване на данни от експерименталните изследвания;1 – Тензометричен усилвател, 2 – Аналогов Цифров Преобразувател (АЦП) ток/напрежение, 3 – Вторичен усилвател, 4 - Захранване, 5 – Компютър, 6,7 - тензометричен възприемател, 8 – аналогов възприемател за напрежение.

Силите действащи в оста на колелото в момента на блокиране са показана фиг. 3, В оста на колелото са разположени две координатни системи едната е (Oxz) свързани в оста на колелото и втора свързани с измервателните дози (Ox'z').



Фиг.3. Разположение на координатната ос на динамометричната количка спрямо координатната ос на пътя; 1 – автомобил (МПС), 2 – автомобилна гума, 3 – спирачен механизъм, 4 – спирачен диск.

От схемата следва че реакцията от спиране в оста на колелото е $R_{oc} = R_x$:

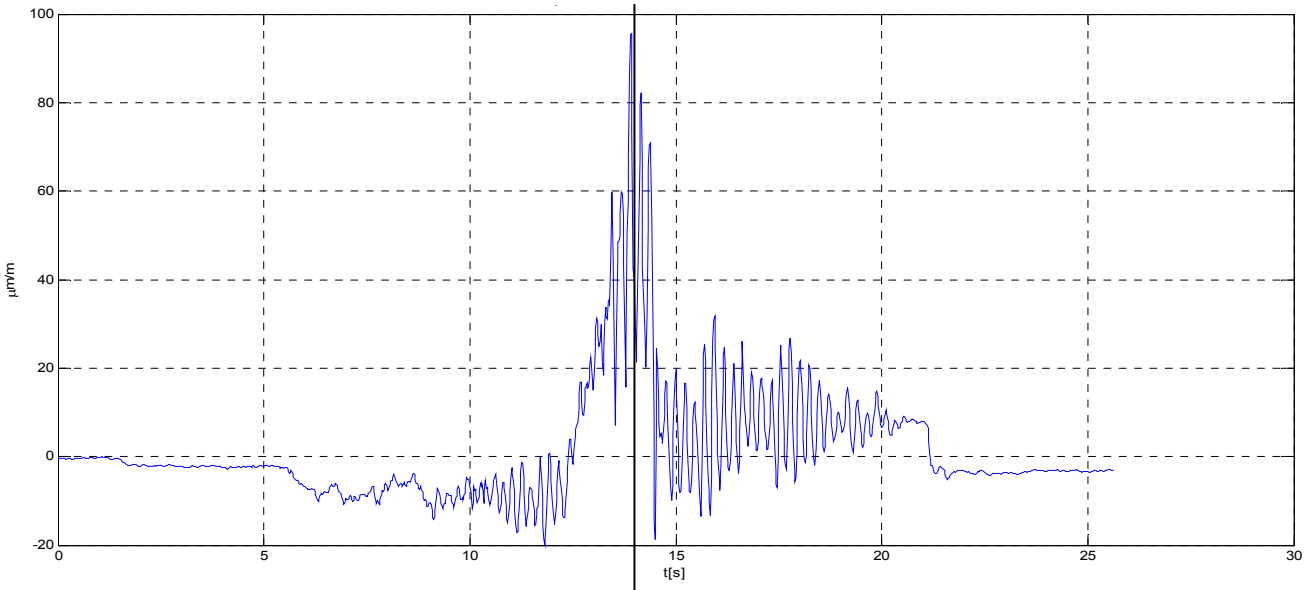
$$R_{oc} = \sqrt{Rx'^2 + Rz'^2} \qquad (1)$$

От тук спирачна сила в контактното петно $R_x = R_{сп}$, и за коефициентът на сцепление се получава:

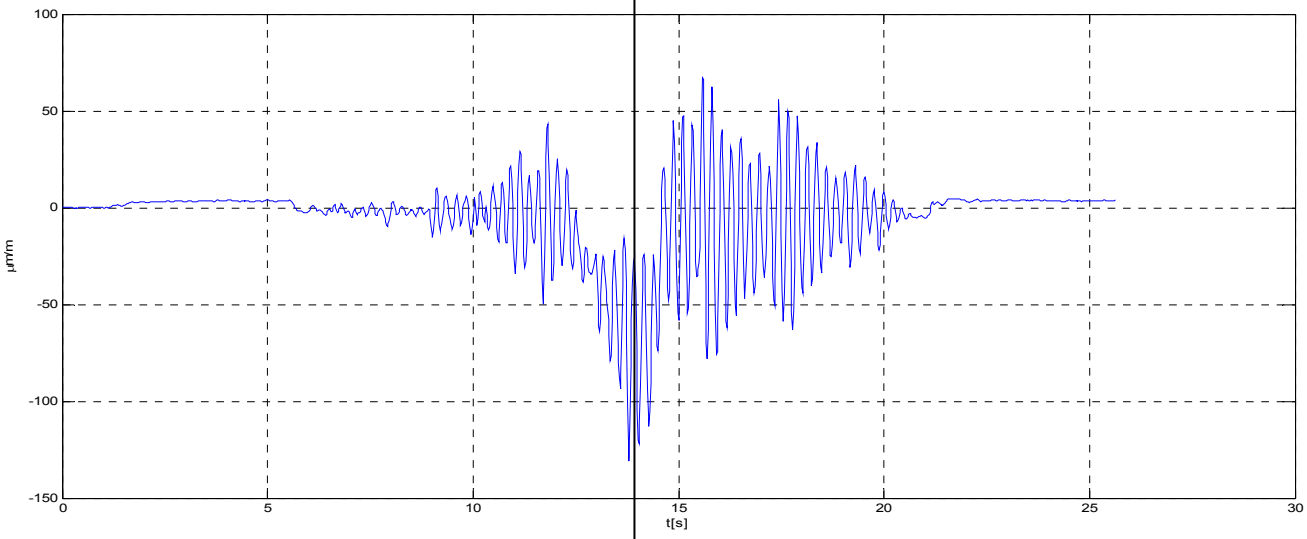
$$\mu_x = \frac{Roc}{Gk} \qquad (2)$$

$R_{сп}$ - спирачна сила получена след блокиране на колелото.

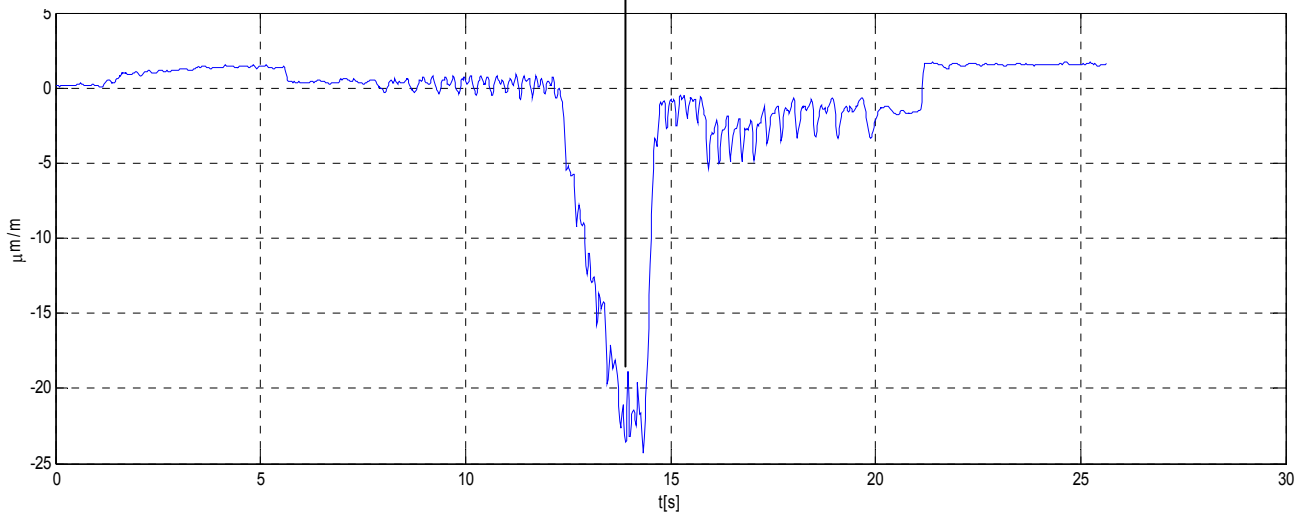
От получените първоначални резултати може да се определи μ_x. В този случай той е $\mu_x = 0{,}65$, което показва, че повърхността е износена.



Фиг. 4. Хоризонтални сили, измерени по оста X на измерителния уред, монтиран в оста на колелото.



Фиг. 5. Вертикални сили, измерени по оста Z на измерителния уред, монтиран в оста на колелото.



Фиг. 6. Реакция в реактивната щанга, свързана със спирачния механизъм при спиране с блокирало колело.

4. Заключение:

Представената методика дава възможност да се отчете влиянието на всеки един от факторите, оказващи влияние върху промяната на коефициента на сцепление, като вертикално натоварване и промяна на налягането до достигане на неговите максимални стойности, предписани от завода производител на пневматични гуми.

Благодарности:

Научните изследвания, които са представени в настоящата публикация са финансирани по докторантски договор №152ПД0022-04 към ТУ-София.

Литература:

1. Rule №13H ECE (Appendix 4).
2. Hlebarski D., Kunchev L. Methods for measuring road test of the wheel brakes of the cars in accordance with prescribed rules №13 and 13H ECE to the laboratory bench test., Ruse 2011.
3. Dimitrov J. Automotive Engineering. Publishing "Thrace", Sofia, 2000.
4. Nemchinov, M.V Coupling the quality of road surfaces and driving safety. Moscow, Transport 1985.
5. Karapetkov S., Petrov I. Methodology for studying the adhesion between wheel and road surfaces, Kavarna 2014.
6. Klets DM Analysis of the main methods for determining the traction coefficient of the road, International conference Eco Varna, 2012
7. Bouzid N, Heimann B Micro texture characterization and prognosis of the maximum traction between Grosch wheel and asphalt surfaces under wet conditions, 2010.
8. Völkl T., Lukesch R., Mühlmeier M., Graf M., Winner H., A modular race tire model concerning thermal and transient behavior using a simple contact patch description 2013.
9. Ivanov R., Roussev R. Ilchev P.The influence of the normal tire forces on the vehicle’s critical speed, 2007.
10. Rusev R., Ivanov R., Capitani R., Angelov B. Variation of the vehicle grip coefficient in braking and driving regimes, 2006.
11. Ivanov R., Roussev R. Ilchev P.The influence of the normal tire forces on the vehicle’s critical speed, 2007.
12. Ivanov R., Evtimov I., Kadikyanov D., Avramov E. Study of traction tire for a truck with a mobile experimental system, 2014.

Contact Information. Eng. Yuliyan Petrov, Tehnical University Sofia, Department “DATT” Sofia, Bulgaria,
e-mail: yulipetrov@tu-sofia.bg

The paper has been reviewed:

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗПЪЛНЕНИЕТО НА ГРАФИКА ЗА ДВИЖЕНИЕ НА ПЪТНИЧЕСКИТЕ ВЛАКОВЕ В ЖЕЛЕЗОПЪТНАТА МРЕЖА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫПОЛНЕНИИ ГРАФИКЕ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ СЕТИ

STUDY OF THE IMPLEMENTATION OF THE SCHEDULE OF MOVEMENT OF PASSENGER TRAINS IN THE RAILWAY NETWORK

Radina Nikolova

Abstract. The present study has analysed the delays of passenger trains on the rail network. In the paper is investigated the schedule of trains for the period 2010 – 2013. In this research have been studied the reasons, the number and duration of delays. The methods of the risk matrix and the tree of events have been applied. Established are the probabilities of delay of different categories passenger trains on one or more reasons.
Keywords: passenger train, delays, railway transport, schedule of trains.

1. Въведение:

Всички влакове в железопътната мрежа се движат в изпълнение на преварително разработен график (ГДВ), който трябва да осигури безопасно пътуване, както и точно тръгване от началните и пристигане в крайните гари.

Изпълнението на графика за движение на пътническите влакове е важно за пътниците за да пристигат в крайните за тях пунктове навреме. Така те ще могат да осъществяват техните делови срещи, сделки и други видове предмет на дейност. Ненавременно пристигане на пътниците би отблъснало клиентите на железопътния транспорт към други видове превози, което води до неговата неконкурентноспособност. Затова е необходимо е влаковете да се движат навреме.

По време на изпълнение на ГДВ могат да се появят редица причини, довеждащи до отклонение от заложения график, от което закъсняват пътническите и товарните влакове. Влаковете могат да закъснеят в началните, междинните и крайните гари. Затова е необходимо да се извърши подробно изследване на закъсненията на влаковете в отделните участъци от железопътната мрежа, като се установят причините за закъсненията на отделните влакове, а също и участъците, в които най-често те закъсняват. Закъснението на отделен влак може да се дължи само на една причина или на комбинация от няколко причини, възникващи по време на движението му.

Реализацията на графика на движение на влаковете се осъществява чрез система за диспечерско управление и контрол на влаковата работа. Диспечерското управление се изпълнява съвместно от НК”ЖИ” и железопътните превозвачи. Влаковият диспечер чертае ръчно графика на изпълненото движение и когато се установи закъснение се записва № на влака и причината която е довела до закъснението в ГДВ. Железопътната линия Пловдив-Бургас е оборудвана с нова компютърна система, която облекчава диспечерите,като автоматично се изчертава ГДВ на изпълненото движение и се отчитат причиниъте за закъснението.

Пътническите превози в железопътната мрежа на България се обслужват от крайградски и междуградски пътнически влаковеи. Междуградските жп превози се обслужват от бързи влакове със задължителна резервация (досега наричани експресен влак или ускорен бърз влак), бързи влакове и пътнически влакове.

Обект на изследването са пътническите железопътни превози. Целта на изследването е да се установи до каква степен се изпълнява графика на движение на пътническите влакове, като се проучат закъсненията на пътническите влакове по категории и причините, които ги пораждат.

2. Изложение

2.1. Видове причини за закъснение на влаковете

Причините за закъснението на влаковете може да са по вина на НК”ЖИ”, ”БДЖ ПП” или по други фактори.

А)Закъсненията причинени от НК”ЖИ” са свързани с:

- Управление на движението на влакове и капацитета. Причините за закъсненията са свързани с неизправности, като напр.недостатъчно време за маневра в гарата, несвоевременно върнат прозорец за извършване на ремонтни работии др.
- Железопътен път и съоръжения (Ж.П.С). Причините за закъсненията са свързани със следните неизправности: проблеми в релсите и скрепленията; аварийни ремонти при които се намалява скоростта на движение; технически прозорци, свързани с ремонт на жп инфраструктура; трансбордиране на пътниците с автобуси.
- Съобщителна техника. Основните причини за закъсненията на влаковете са неизправности, свързани с гаровите инсталации, стрелките и сигнализацията в гарата, междугаровата блокировка и др.
- Енергоснабдяване. Основните неизправности, които водят до закъснения на влаковете са: повреди на контактната мрежа, неизправности в напрежението;
- Връзка между влаковете. Причините за закъснение на влаковете са нарушени връзки между влаковете, поради което се увеличава престоя в гарата.

Б)Закъсненията причинени от ”БДЖ ПП” са свързани с:

- Локомотиви. Основните повреди в локомотивите са свързани с пантографите, локомотивния двигател, повреда на бордовия компютър при ЕМВ и ДМВ, повреда по ходовата част, дерайлиране; повреда в спирачната система.
- Вагони. Основните неизправности по време на движение при вагоните, които са причина за закъснения на влаковете са:по ходовата част на вагона, спирачната система; колоосите, бандажите и др.

В)Закъсненията по други причини са в резултат на:

- Метеорологични условия. Влошени метереологични условия водят до намаляване на скоростта на движение. Например, през лятото поради високите температури се правят температурно намаления на скоростта; през зимата усложнена зимна обстановка е причина за намаляване на скоростта; при бурии и наводнения възникват причини, като падане на клони и дървета върху контактната мрежа или железния път, което възпрепятства движението на влаковете.
- Инциденти. Някои инциденти с пътниците по време на движение на влака могат да доведат до неговото закъснение, като: конфликти във влака с нередовни пътници, злонамерени действия към подвижния състав, инциденти с граждани и др.
- Кражба. Кражби на елементи от железопътната инфраструктура, като: контактна мрежа, елементи от светофорите, магистрални кабели на различни места в участъка, линейни врериги от системата за блокировка и др.

При закъснение на пътнически влак се заплащат неустойки за всяка минута закъснение в зависимост от причината. Това е регламентирано в [1]. При закъснение на пътнически влак по причина на Управителя на железопътната инфраструктура, след третата минута, същият дължи на Превозвача неустойка в размер на 2,50 лв.на минута за всяка гара, в която влакът спира по разписание и е установено закъснение. Същата неустойка след третата минута закъснение дължи Превозвача на Управителя на железопътната инфраструктура, ако пътнически влак закъснее по негова вина. Ако закъснението на влак е по причина на трета страна Управителя на железопътната инфраструктура заплаща на превозвачите съответните неустойки и ги предявява пред причинителя на закъсненията (третата страна). Ако за закъснението на влак е причинено

от друг превозвач, Управителя на железопътната инфраструктура заплаща на превозвача на закъснелия влак съответната неустойка.

В [2] са регламентирани правата на пътника при закъснение на влак. В случаите, в които не основателно да се очаква закъснението при пристигането на крайното местоназначение да превишава 60 минути, пътникът има правото на избор между: възстановяване на пълната стойност на билета; продължаване или пренасочване, при сравними транспортни условия, до крайното местоназначение при първа възможност; продължаване или пренасочване до крайното местоназначение на по-късна, удобна за пътника дата.

Пътникът има право на обещетение при закъснение на влак. Минималните обезщетения за закъснения са: 25 % от цената на билета за закъснение от 60 до 119 минути; 50 % от цената на билета за закъснение, равно на или превишаващо 120 минути.

Точното изпълнение на градика за движение на влаковете и намаляването на закъсненията на влаковете от една страна е важно за удовлетвряване на пътуващите, а от друга за намаляване на разходите за неустойки на жп превозвачи и НКЖИ.

2.2. Изследване на закъсненията чрез матрицата на риска

Анализът и оценката на рисковете е процес, при който рисковете се анализират с цел да се определят вероятността те да се сбъднат. Целта е да се постави количествена оценка на всеки риск на база, на която те да бъдат приоритизирани (за целите на модифицирането им). Матрицата на риска дава таблично изображение за нивото на рискове за настъпване на дадено събитие.

В матрицата на риска може да се посоче определено ниво на риска за всяка една от клетките в зависимост от вероятностите и последиците.

Матрицата на риска от закъснения е съставена по причини на превозвача, на Управителя на жп инфраструктура и по други причини. Минутите на закъснение са структурирани в 8 групи: до 10 мин.; от 11 до 20 мин.; от 21 до 30 мин.; от 31 до 40 мин.; от 41 до 50 мин.; от 51 до 60 мин.; от 61 до 100 мин. и над 100 мин. В клетките на матрицата са нанесени стойностите на вероятностите от закъснение, определени по данни от закъсненията за периода 2011- 2013 г. по жп линии в железопътната мрежа. Зоните в матрицата на риска са червена, зелена и жълта. В червената зона са закъснения с вероятност над 50%, в жълтата зона са закъснения с вероятност от 25% до 49%, а в зелената са закъснения с вероятност от 0% до 24%. Червената зона показва че рискът от закъснение трябва да бъде управляван, т.е да се предприемат мерки за неговото намаление; жълтата зона показва, че рискът от закъснение трябва да бъде анализиран, с оглед подобрение изпълнението на ГДВ; зелената зона показва, че рискът от закъснение може да бъде пренебрегнат, т.е. той е незначителен [3, 4].

В таблица 1 е показана матрицата на риска по категории пътнически влакове, съставена по данни за периода 2010-2013г. От матрицата за оценка на риска се установява,че в червената зона попадат закъсненията в интервала от 10 до 20 минути като най-вероятните причини затова са свързани с управление движението на влаковете и капацитета, железният път и съоръженията, съобщителна техника, енергоснабдяване, връзки на влаковете, локомотиви и вагони. В жълтата зона попадат закъсненията в интервала от 10 до 30 минути. От 30 до 60 минути в тази зона са закъсненията за осъществяване на връзка за бързите, пътническите и крайградските влакове.

Червената и жълта зона показват, че трябва да се предприемат мерки за намаляване на процента на закъснение на влаковете в тези интервали.

Таблица 1. Матрица за оце нка на риска от закъсненията на влаковете

Категория	НК "ЖИ"					"БДЖ - ПП" ЕООД				други
	УДВК	Ж.П.С.	С.Т.	Енергетика	връзка	локомотиви	Вагони	Пътн. превози	връзка	
	ВЕРОЯТНОСТ									
УБВ										
0-10	0,50	0,82	0,83	0,69	1,00	0,69	0,53	0,90	0,44	0,48
11 до 20	0,40	0,15	0,12	0,14	0,00	0,20	0,24	0,06	0,44	0,27
21 до 30	0,10	0,02	0,03	0,06	0,00	0,06	0,12	0,02	0,11	0,07
31 до 40	0,00	0,01	0,02	0,03	0,00	0,02	0,03	0,01	0,00	0,04
41 до 50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,03
51 до 60	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,02
61до100	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,01	0,09	0,00	0,00	0,05
над 100	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,04
БВ										
0-10	0,64	0,76	0,76	0,38	0,37	0,66	0,56	0,70	0,33	0,35
11 до 20	0,27	0,19	0,19	0,19	0,32	0,19	0,20	0,23	0,42	0,26
21 до 30	0,05	0,04	0,03	0,10	0,05	0,05	0,12	0,02	0,09	0,12
31 до 40	0,02	0,01	0,01	0,08	0,11	0,03	0,04	0,02	0,05	0,06
41 до 50	0,01	0,00	0,00	0,05	0,11	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05
51 до 60	0,01	0,00	0,00	0,03	0,00	0,02	0,01	0,00	0,05	0,03
61до100	0,01	0,00	0,00	0,10	0,05	0,02	0,05	0,01	0,04	0,07
над 100	0,00	0,00	0,00	0,09	0,00	0,02	0,00	0,01	0,00	0,06
ПВ										
0-10	0,62	0,81	0,75	0,34	0,41	0,66	0,53	0,73	0,48	0,39
11 до 20	0,31	0,14	0,21	0,24	0,41	0,20	0,27	0,22	0,33	0,35
21 до 30	0,07	0,04	0,04	0,10	0,06	0,07	0,09	0,05	0,12	0,12
31 до 40	0,03	0,01	0,01	0,09	0,12	0,03	0,04	0,01	0,06	0,04
41 до 50	0,02	0,01	0,01	0,04	0,00	0,02	0,02	0,02	0,04	0,02
51 до 60	0,00	0,00	0,00	0,03	0,12	0,01	0,04	0,02	0,04	0,03
61до100	0,01	0,01	0,01	0,10	0,00	0,03	0,05	0,00	0,01	0,06
над 100	0,00	0,00	0,00	0,07	0,00	0,02	0,00	0,00	0,01	0,05
КПВ										
0-10	0,55	0,77	0,64	0,32	0,53	0,61	0,59	0,66	0,38	0,38
11 до 20	0,31	0,17	0,24	0,27	0,28	0,21	0,18	0,18	0,30	0,32
21 до 30	0,08	0,04	0,08	0,14	0,03	0,08	0,12	0,11	0,15	0,15
31 до 40	0,03	0,01	0,02	0,06	0,13	0,04	0,03	0,02	0,08	0,05
41 до 50	0,01	0,00	0,01	0,06	0,03	0,02	0,05	0,02	0,04	0,03
51 до 60	0,01	0,00	0,00	0,03	0,00	0,01	0,00	0,01	0,04	0,02
61до100	0,00	0,01	0,00	0,08	0,00	0,03	0,03	0,00	0,00	0,03
над 100	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,01	0,00	0,00	0,01	0,02

Рискът може да бъде пренебрегнат
Рискът трябва да бъде анализиран
Рискът трябва да бъде управляван

2.3. Изследване на закъсненията чрез дървото на събитията

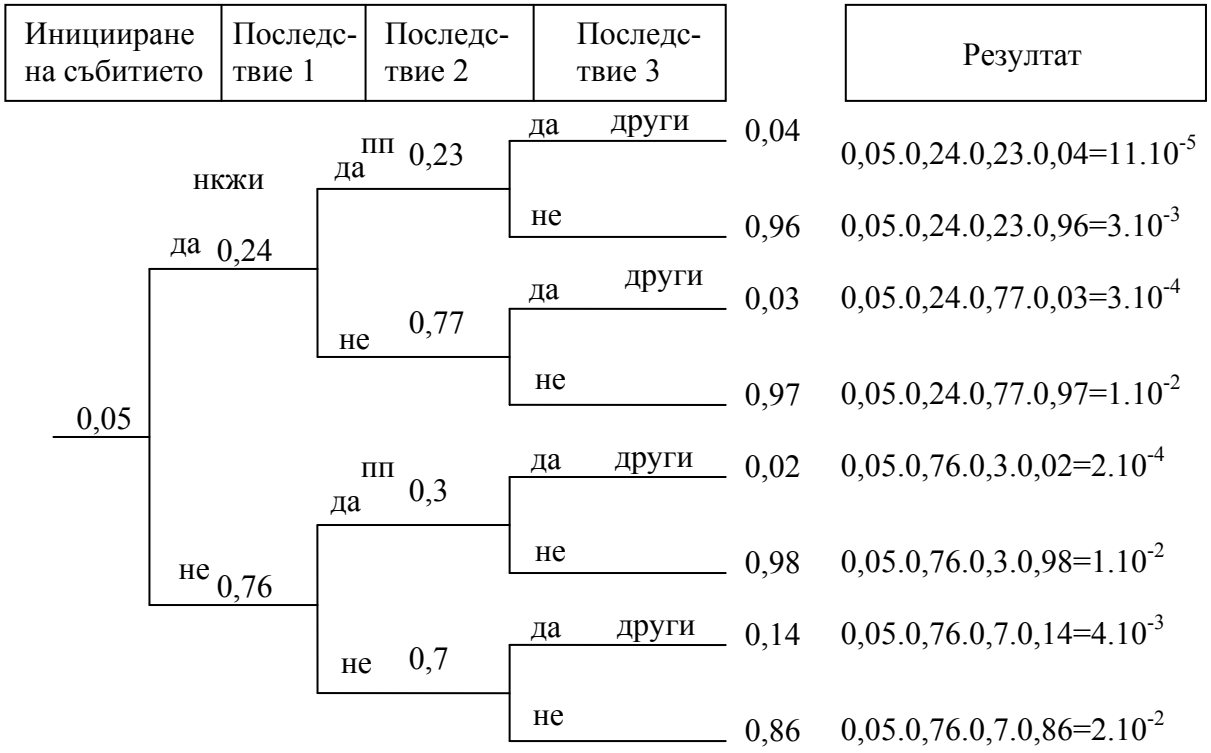
Дървото на събитията представлява графична техника за качествен и количествен анализ,представяща поредица от принципно независими събития следващи топ събитието в съответсвие с функционирането или нефункционирането на различни системи.Основното предназначение е да се обезпечи безопасната работа на системите.

Дървото на събитията представлява граф, водещ началото си от дефинираното начално събитие и постепенно разклоняващ се надясно (във времето) в зависимост от

логическите взаимни връзки между следващите събития. Развитието му завършва след достигането на търсените крайни (резултантни) събития.

Количествената оценка на последствията включва определянето на стойностите на вероятностите (интензивностите) на крайните събития. Тези стойности се изчисляват като произведение на вероятностите на началното и на всички междинни събития, водещи до съответното крайно такова [3].

На фиг.1 е показана схема на дървото на събитията, съставена за закъсненията на влаковете.



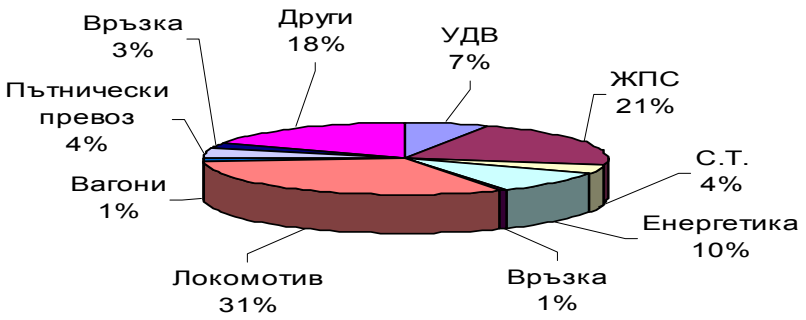
Фиг. 1. Схема на Дървото на събитията за закъсненията на пътническите влакове

На Фиг.2 за дървото на събитията началното събитие е закъснение на пътнически влак, което е 5% от общият брой на влаковете в жп мрежа. От тези закъснения 24% са по причини от НКЖИ, останалите са вина на превозвача или по други обстоятелства. За да се изследват вероятностите от закъснение на влак по повече от една причина се извършва разклоняване на дървото в съответствие на метода на събитията. От получените резултати следва, че вероятността даден пътнически влак да закъснее по повече причини дневно за изследвания период 2010-2013 г. е много малка: при три причини (НКЖИ, превозвач и други причини) е 11.10^{-5}, при две причини е 3.10^{-3} (НКЖИ и превозвач) или 2.10^{-4} (превозвач и други причини).

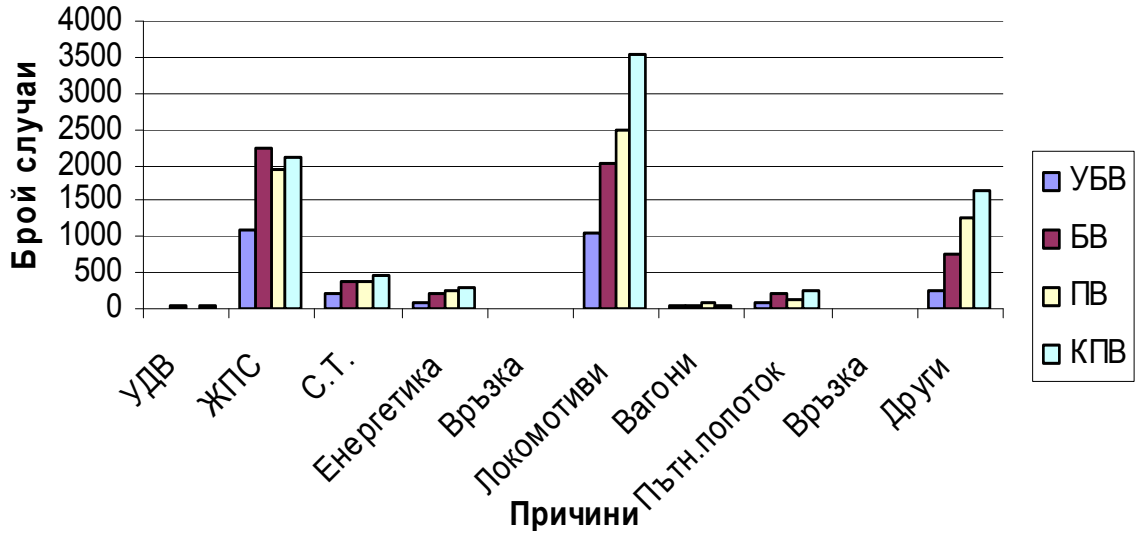
2.4. Анализ на закъсненията на пътническите влакове

Изводи за състоянието и причините за закъснение на различните категории пътничиски влакове.

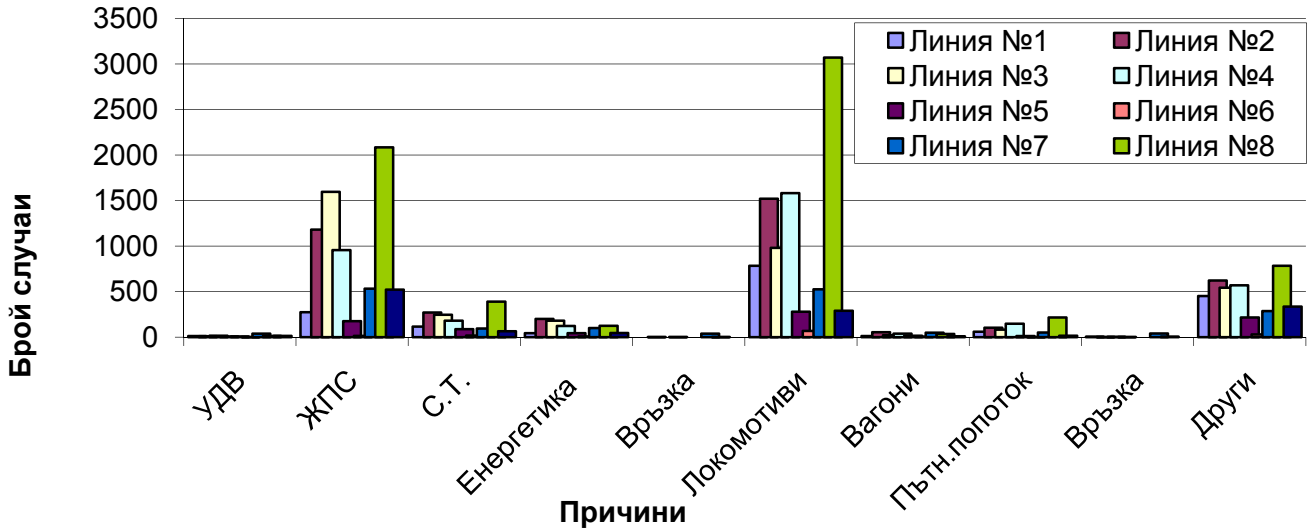
Фиг.2 показва процентното разпределение на закъсненията на влаковете по причини. Най-голям процент по причини заемат: локомотиви 31%, железопътен път и съоръжения 21% и енергетика 10%. Фиг.3 показва причините на закъснения на различните категории пътнически влакове. Най-голям брой закъснения се наблюдават поради следните причини: локомотиви, железопътен път и съоръжения, други.



Фиг. 2. Процентно разпределение на закъснение на влаковете по причини

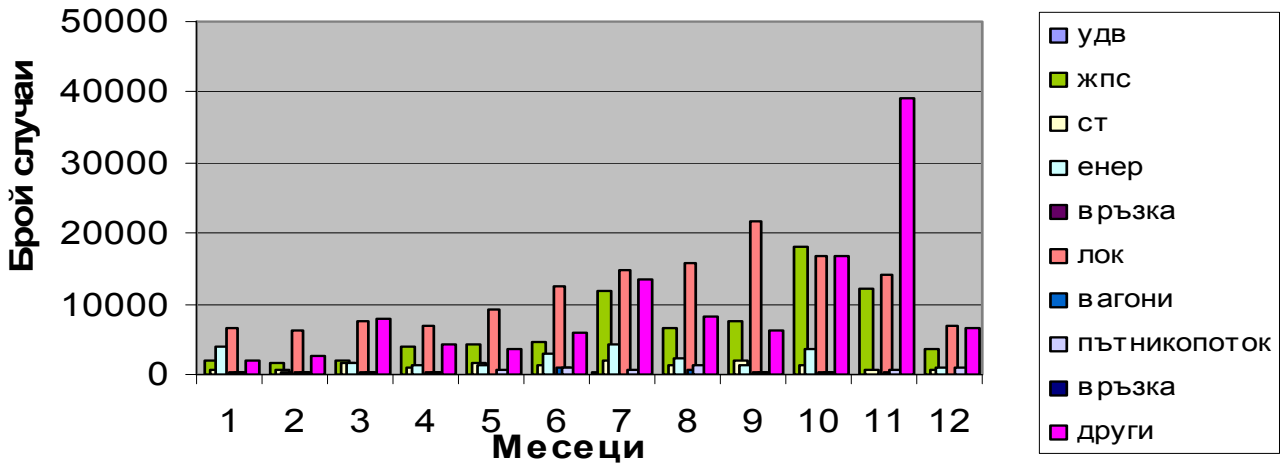


Фиг. 3. Закъснение на влаковете по причини

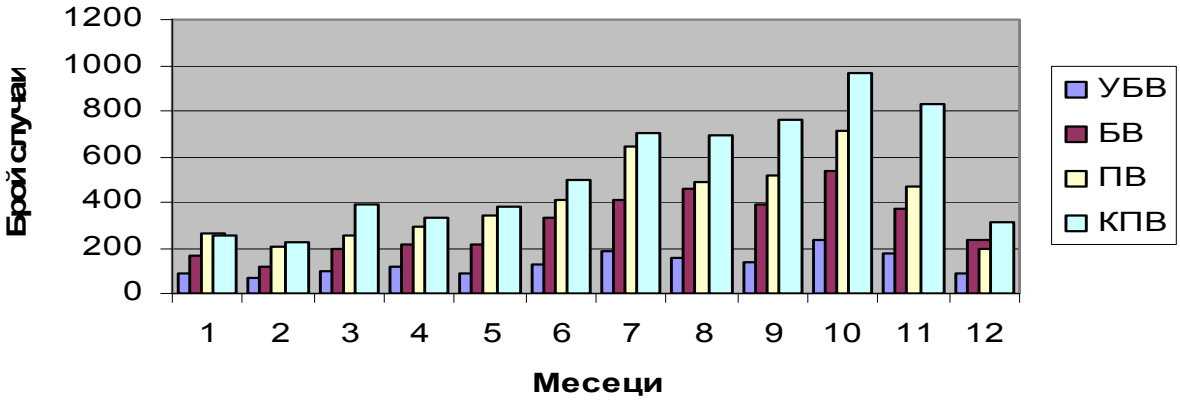


Фиг. 4.Закъснение на влаковете по жп линии

От фиг.4 се вижда че при линии №1,№2,№3 ,№4,№8 се наблюдават най-голям брой закъснения. Причините за закъсненията са от локомотиви, железопътен път и съоръжения и други фактори. При линия №5 се наблюдава малък брой закъснения поради подобряването на железопътен път и съоръжения, а при линия №6 закъсненията също са намалени поради заменяне на амортизираните локомотиви с мотрисите Дезиро.



Фиг. 5. Неравномерност на закъснения на пътническите влакове по причини и по месеци



Фиг.6. Неравномерност на закъснения на пътническите влакове по категории влакове и по месеци

На фиг.5 е показана неравномерността на закъсненията на влаковете по месеци и причини. Най-много закъснения на пътническите влакове има през летните и зимните месеци, поради метеорологичните условия, които пораждат причини за закъснения на влаковете. Основните причини са от локомотиви, железопътен път и съоръжения и от други фактори. На фиг.6 се открояват месеците октомври и ноември поради обилен снеговалеж и силен вятър за периода на изследване, което е довело до поражения на различни участъци от железопътната линия и е предизвикало закъснения на влаковете. Друга характерна причина за закъсненията на влаковете са локомотивите .Като се има предвид че в парка на БДЖ влаковете не се подменяни от 30-40 години е нормално в процес на експлоатация да дават отказ.

3. Заключение

- Направеното изследване показва, че най-висок риск от закъснения на влаковете по категории е следният:
  - o УБВ – в интервала до 10 минути, по вина на превозвача или повреда на вагони;

  - БВ – в интервала от 30 до 40 минути поради причини, свързани с подвижния състав;
  - ПВ - в интервала от 30 до 40 минути поради причини, свързани с нарушени връзки между влаковете;
  - КПВ - в интервала от 20 до 40 минути поради причини, свързани с нарушени връзки между влаковете и причини от подвижния състав;
- По вина на НК”ЖИ” закъсняват 29% от влаковете, по вина на БДЖ” ПП закъсняват 27 % от влаковете, а по други причини – 10%.
- По-голяма част от влаковете закъсняват само по една причина (66%), която е или по вина на НК”ЖИ”, или по вина на ”БДЖ” ПП или по други причнини.
- По две причини, които са по вина на НК”ЖИ” и ”БДЖ” ПП закъсняват 26% от влаковете.
- Относителният дял на закъсненията по повече от две причини е нисък – до 5%.
- Относителният дял на закъсняващите пътнически влакове е нисък – 6% за УБВ и БВ и 5 % за КПВ и ПВ.
- Средната продължителност на едно закъснение е 9 минути.
- За да се намалят закъсненията на пътническите влакове в железопътната мрежа е необходимо подмяна на локомотивите и подвижния състав по етапно, като се започне от най-засегнатите по тази причина линии. Необходимо е също подобряване на инфраструктурата на железопътния транспорт, като се започне от най-засегнатата по тази причина линия. Предложените препоръки се налагат с цел за безопасен превоз на пътниците, както и за увеличаване на качеството на железопътния транспорт.

Благодарности

Провеждането на това изследване е финансирано по договор за научно-изследователски проект на ТУ-София “N152ПД0040-04. „Моделиране и изследване на бързи и експресни пътнически превози по основните направления в железопътната мрежа.”

Литература:

1. Commission Directive 2009/149/EC of 27 November 2009.
2. *Regulation (EC) № 1371/2007 of the European Parliament and the Council of 23 October 2007*
3. Stoilova, S., *Railway organization and management*. Technical University of Sofia, 2010.(in Bulgarian)
4. *Nikolov,B , Risk management.,Publishing house King-Sofia, 2012г;*
5. *Official site “The National Railway Infrastructure Company” (NRIC): www.rail-infra.bg*

За контактти:
Msc.eng. Radina Asenova Nikolova, Technical university of Sofia, Department of Railway Engineering, Blvd. Kliment Ohridski №8, Sofia, Bulgaria, e-mail: radina_88@abv.bg; r.nikolova@tu-sofia.bg
Докладът е рецензиран

ФОТОГРАМЕТРИЧНИ И ДИСТАНЦИОННИ МЕТОДИ ЗА УПРАВЛЕНИЕ, РАЗВИТИЕ И ПОДДЪРЖАНЕ НА ТРАНСПОРТНИТЕ МРЕЖИ И СЪОРЪЖЕНИЯТА ИМ

PHOTOGRAMMETRIC AND REMOTE SENSING MANAGEMENT, DEVELOPMENT AND MAINTENANCE OF TRANSPORT NETWORKS AND THEIR FACILITIES

Neli Zdravcheva

Abstract: Necessary and essential prerequisite for the modern road management is the availability of accurate geospatial data for themselves and their surrounding objects and territories. Ways and means to ensure their largely determine the quality, price and deadlines for implementation of a number of activities related to transport. The purpose of this report is to analyze and disclose to transport specialists biggest opportunities that modern photogrammetric and remote sensing propose to solve many problems associated with the study, design, construction, operation and reconstruction of transport networks and their facilities. It seeks an answer to the question "Why globally innovative photogrammetric and remote sensing more widely imposed to the classical geodetic methods of transport?"

Keywords: photogrammetry, remote sensing, transport,.

1. Увод:

Цялостното съвременно обществено икономическо развитие предявява и налага все по-високи критерии по отношение на пътническите и товарни превози и всички останали транспортни услуги. В отговор на тези изисквания е необходимо да се предприемат своевременни и адекватни мерки и то във всички направления, които определят качеството и ефективността на съвременния транспорт, а именно: Усъвършенстване и оптимизиране на самите транспортни средства по отношение на техните технически параметри, използваните енергийни източници, цените им, екологичните им показатели и т.н.;Издигане на качеството на проектирането, строителството, експлоатацията и реконструирането на транспортната мрежа.

Едва ли въобще би могло да се говори за модерен начин на живот и за ефективна икономика без наличието на съвременна транспортна мрежа. Днес тя не е някакъв лукс, а реална жизнена необходимост. Ако се сравни нашето ежедневие с един жив биологически организъм, то основателно може да се каже, че пътната мрежа е неговата кръвоносна система. И действително може ли въобще да става дума за съвременна икономика и армия, за транспорт, търговия, туризъм, логистика, дистрибуция, превоз на хора и стоки и т.н. без наличието на модерна и ефективна транспортна система. Нещо повече, самата динамика и глобализацията на живота непрекъснато налагат все по-високи изисквания за техническите параметри и качествата на пътната мрежа. За тяхното ефективно задоволяване е необходимо тясно интердисциплинарно сътрудничество между специалисти от различни научно-приложни области.

Темата на настоящия доклад е значима и актуална поради редица причини. Понастоящем непрекъснато расте броя на превозните средства. Днес звучи почти като виц следния любопитен факт от недалечното ни българско минало, а именно: Само преди по-малко от век в София е имало само два автомобила, собственост съответно на царя и на министъра на войната. Един ден царят излязъл на разходка със своята кола и тъй като щял да катастрофира с тази на военния министър, веднага издал указ тя незабавно да бъде спряна от движение. Де да можеше и сега по такъв експресен начин да се разрешат проблемите по пътищата ни. Днес автомобилите в България са вече милиони на брой…Не бива да се забравя и печалният факт, че понастоящем по пътищата се „води всекидневна война“, при която пътно транспортните произшествия (ПТП) отнемат живота и здравето на много невинни хора, включително и деца. В световен мащаб прогнозните данни говорят за ясна тенденция на растеж, както на броя

на собствените превозни средства, така и на дължината на пътните артерии и обема на трафика.

Традиционно за целите на проучването, проектирането, строителството и експлоатацията на магистралите, жп линиите и останалите транспортни обекти се използват класически геодезически методи и средства за топографско заснимане на съответните прилежащи райони.Те, разбира се, осигуряват необходимата точност, но са относително бавни и скъпи. Освен това са налице и редица други проблеми, свързани с тяхното използване за осигуряването на топографски данни за транспортни цели, а именно: Цената на геодезическите дейности се увеличава поради необходимостта от затваряне на пътните платна за движение; Измерванията се извършват при полски условия, които не винаги са благоприятни (дъжд, сняг, мъгла, вятър и др.). Не трябва да се пренебрегва и фактът, че както високите, така и ниските температури са неподходящи за геодезически измервания. Изчакването на благоприятни метрологични условия забавя и оскъпява допълнително дейностите и блокира нормалното движение;От гледна точка на безопасността на движението е крайно нежелателно да се прави пренасочване на трафика с конуси и други помощни средства. В резултат на експерименти и проучвания е установено наличието на връзка и зависимост между ограниченията и пренасочването на трафика по пътищата и повишаването на броя на ПТП.

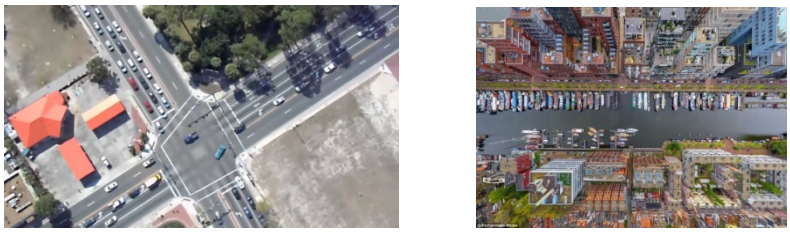
2. Изложение:

Целта на настоящия доклад е да анализира и разкрие пред транспортните специалисти големите възможности, които съвременната фотограметрия и дистанционните методи (ФДМ) предлагат за решаването на множество задачи, свързани с проучването, проектирането, строителството, експлоатацията и реконструирането на транспортните мрежи и техните съоръжения. За разлика от гореспоменатите класически методи, те са безконтактни, което е особено важно поради опасността от ПТП при геодезическа работата в съседни (натоварени с трафик) пътни платна . За съжаление са регистрирани и злополуки, довели до смъртта на инженери, по време на работата им по измерване на магистрали. Във фотограметрията полската работа в някои случай отсъства, а в други се свежда единствено до маркирането на наземни опорни точки в близост до съответните пътища и определянето на техните координати. Освен това, на този етап от развитието на науката и технологиите, най–оптималното решение на задачата за осигуряване на необходимите геопространствени данни за транспортни цели в световен мащаб се базира именно на използването на ФДМ

Фотограметрията е наука, изучаваща методите и средствата за определяне на формата, размерите, положението и редица други както количествени, така и качествени характеристики на обектите по техни изображения (най-често фотоснимки). Самият термин „*фотограметрия*” има гръцки произход и се състои от 3 думи: *photos* - светлина, *gramma* – запис и *metreo* – измервания. Т. е. дословният му превод означава „измерване на записана светлина”. В зависимост от характерните особености на конкретните пътни участъци и необходимата точност на заявените геопространствени данни за целите на транспорта могат да се използват различни видове изображения, направени от Земята, въздуха или от Космоса.

Земната фотограметрия е много подходяща за документиране на ПТП в случаите в които не се разполага с безпилотни фотограметрични летателни средства (БФЛС) [1] . Вместо да се справят бавни и неточни измервания на ПТП от страна на полицейските служители, оптималният вариант е то да се заснеме бързо с помощта на земнофотограметрична стереокамера без да се блокира движението, което води до задръствания и провокира нови инциденти. След това при благоприятни канцеларски условия може не само да се направи план на ПТП, а нещо повече – могат да се възстановят обективно и мащабно вярно и то в трите им измерения всички негови детайли – участвалите превозни средства (модел, цвят, регистрация, настъпили повреди), да се възстановят следите на гумите, да се определят посоките на движение и спирачните пътища и т. н. Цялата тази фотограметрично получена информация е едно

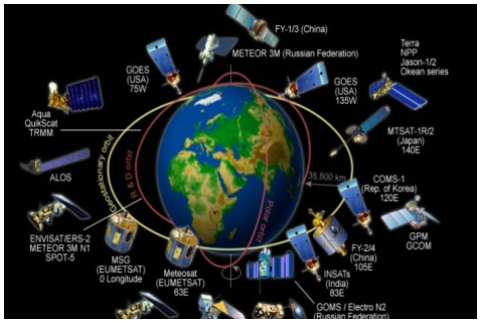
детайлно и обективно доказателство за ПТП и дава възможност за вземане на правилни становища при водене на следствията и съдебните дела. Освен това, тя може лесно и удобно да се съхранява в базата от данни в подходяща ГИС за съответната транспортна мрежа и да се използва многократно за различни цели. Много полезни и икономически ефективни за осъществяване на цялостен мониторинг на пътната мрежа са различните въздушни снимки. Дори само един поглед върху тях предоставя повече информация от хиляди думи и числа – фиг. 1.



Фиг. 1. Въздушни фотограметрични снимки на транспортни обекти

Въздушни снимки могат да бъдат получени с помощта фотограметрични камери, монтирани на дронове [1], хеликоптери или самолети. Чрез тях се осигуряват едно цялостно покритие и обективно документиране на изучаваните пътища и други транспортни обекти с ивици от фотограметрични снимки с необходимото надлъжно застъпване (най-често от порядъка на 60%).

За ориентирането на фотограметричните стереомодели са необходими така наречените наземни контролни точки [2]. Традиционно те се маркират преди заснимането със специални знаци. Техните размери и гъстотата им зависи от особеностите на конкретната задача и необходимата точност на крайните резултати. Много удачно в някои страни се използват постоянни наземни ориентири, поставени още при строителството на пътищата през определени интервали, съобразени с изисквания за поддръжката му и за евентуалната му реконструкция. Фотограметрията е първият дистанционен метод. Наред с нея, днес широко се използват и множество други дистанционни методи, базиращи се на използването на изображения, получени от различни сензори, монтирани на борда на космически летателни апарати. На фиг. 2. могат да се видят някои от тях.



Фиг.2 Сателити в околоземната орбита

Във ФДМ се използват изображения с различна спектрална, пространствена, радиометрична и времева резолюция. Разбирането и отчитането както на силните, така и на слабите страни на отделните видове сензори и снимки и подбора на най-подходящите от тях за конкретната цел е важна и отговорна задача и се явява предпоставка за ефективното им използване за целите на транспорта. Обработката на изображенията в съвременните ФДМ се базира на бързодействащи компютри с голям обем на паметта, мощно софтуерно обезпечение, стереомонитори със завидни характеристики и т. н.

На потребителите в областта на транспорта най-често окончателните резултати се предоставят като файлове с координати и коти на точки от пътищата и различни профили. Важно е да се отбележи, че в допълнение към тях, ФДМ предоставят богат асортимент от редица други полезни продукти - планове, карти, ортофотопланове и мозайки, 3D модели и т. н.) и осигуряват пълни визуални записи на транспортните

артерии и крайпътните съоръжения (пътни знаци, маркировки, стълбове на уличното осветление, озеленяване, инфраструктурни транспортни обекти. околната среда и т. н.). Те са изключително ценни и удобни както за експлоатацията на пътната мрежа, така и за и вземането на правилни и своевременни управленски решения. Използването на тези продукти и материали освен, че води до значителна икономия на средства и време, способства и за подобряване на качеството, комфорта и удобството на инженерния труд в областта на проектирането, строителството, поддържането и реконструирането на транспортната мрежа Не е трудно да си представим огромната разлика при проектиране на оптимално пътно трасе, например, - в класическия вариант то се прави само въз основа на профили и хоризонтали за проектния участък, а с помощта на ФДМ местността се вижда в трите ѝ измерения (като на длан), при това с всичките ѝ характерни особености (релефни форми, хидрография, растителност, населени места и т. н.) и то в компютърна среда. Директно и бързо могат да се преценяват и съпоставят недостатъците и предимствата на различните проектни варианти и да се вземе правилно решение за построяване на най-оптималния от тях.

В миналото фотограметрията се е използвала предимно за изработване на профили за целите на проектирането и за съставянето на планове и карти на готовите пътища. Съвременните ФДМ, които са високотехнологични, високопроизводителни, високоточни и оперативни, осигуряват далеч по-големи възможности. Едва ли биха могли дори само да се изброят многобройните задачи, които ФДМ понастоящем успешно решават в областта на транспорта. По-долу са маркирани на-важните и значими от тях, а именно:

- Въздушните и космическите изображения предоставят богата и безценна база от данни за картографиране на новопостроени пътища, прилежащите им инфраструктурни обекти и заобикалящите ги територии. Такива, освен пътищата и магистралите, се явяват железопътните магистрали и линии, водните канали, речните и морски пристанища, тръбопроводите, летищата и различните съоръжения към тях;
- За инвентаризация на различните пътища (автомобилни, железопътни, морски и речни), на пристанищни и други транспортни съоръжения;
- За планиране на инфраструктурни изменения, за разширяване и реконструкция на съществуващите пътища и транспортни обекти;
- За осъществяване на ефективен мониторинг на действителното състояния на пътната мрежа за целите на предварителното проучване, проектирането; строителство, експлоатацията и реконструкцията на пътищата и обектите от пътнотранспортната инфраструктура;
- За следене на настъпили деформации и повреди по пътищата и транспортните съоръжения;
- За мониторинг на транспортния трафик;
- За мониторинг и реакция при транспортни произшествия;
- За мониторинг на пътната мрежа и движението по нея при природни бедствия (наводнения, лавини, свлачища и др.) и при производствени аварии и вземане на мерки за безопасност и за възстановяване;
- За екологичен мониторинг и изучаване на влиянието на пътищата и техните съоръжения върху околната среда - (шум, замърсяване, вибрации, отражение върху елементите на съответните екосистеми – флора, фауна;
- За целите на оперативната логистика - оптимизация на планираните превози;
- За осигуряване на данни за транспортните ГИС;
- За осигуряване на данни за статистически транспортни цели и мн. др.

По-долу са анализирани накратко няколко показателни примери [3], илюстриращи успешното приложение на сателитните изображения за различни транспортни цели. На фиг.3 може да се види ортофотоплан на летище „Храброво“.

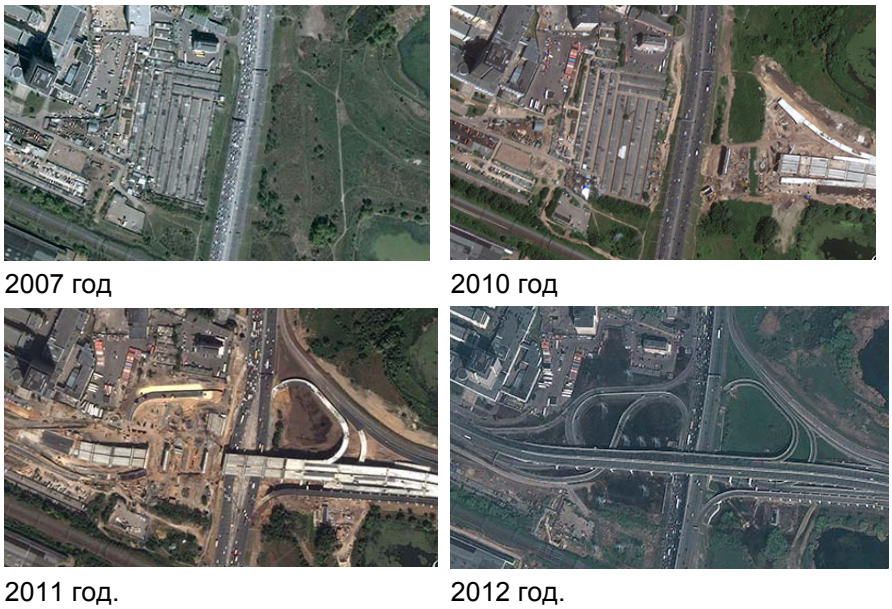


Фиг.3 Ортофотоплан в естествени цветове на летище

За неговото изработване са използвани космически изображения, получени от КА „Pleiades“ на основата на SRTM X-band с пространствено разрешение 0,5 м. Обработката на снимките е осъществена с дигиталната фотограметрична система „PHOTOMOD“ версия 5.24.

Полученият ортофотоплан в естествени цветове предоставя много полезни възможности: за извършване на измерения за определяне на точното местоположение, размерите и координатите на различни детайли от обекта; за получаване на информация за ГИС; за обединяването му с други трансформирани изображения за по-сложни научни и други изследвания и т. н.

Съвременните сателитни снимки със свръхвисоко пространствено разрешение дават възможност за провеждането на независим мониторинг на хода на строителството не само на пътните платна и подмяната на асфалтовите покрития, но могат осигуряват и регулярни сведения за хода на изграждането на сложни инженерни транспортни съоръжения и за контролира на сроковете и етапите на строителните работи (в това число изсичането на зелени насаждения, изкопните работи, съблюдаването на екологичните норми, работи по благоустройството на прилежащите територии и т. н.) На фиг.4 е онагледен космическия мониторинг на строителството на най-големия транспортен възел на много нива от околовръстния път на Москва „Косинская“.

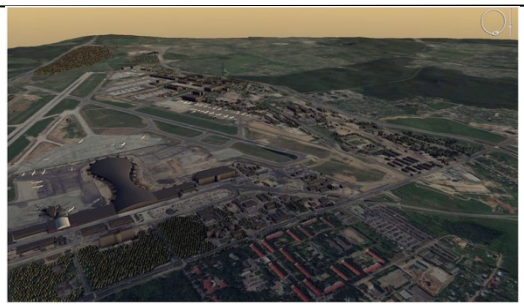


2007 год 2010 год

2011 год. 2012 год.

Фиг.4. Мониторинг на строителството транспортен възел

Един чудесен пример за реализиран проект за мониторинг и управление на транспортен обект чрез ФДМ на основата на 3D модели е този на летище „Внуково“ - фиг. 5.



Фиг.5 3D модел на летище

3D моделирането на този обект е направено на основата на космически снимки от GeoEye-1 с пространствено разрешение 0.5 м. Ежегодно по заявка на управата на летището се доставят нови сателитни изображения, които осигуряват данни за контролиране на изменението на параметрите на различните обекти от летището в течение на времето както и на съответствието на строителните работи спрямо проектните решения. За създаването на този 3D модел са решени следните основни задачи: Построяване на опростен модел на летището, пътната и железопътната инфраструктура и прилежащия му район с обща площ около 100 км^2; Визуализация на измененията в състоянието на местността на 3D-модела; Моделиране на преместванията на самолетите и на наземния транспорт и осъществяване на мониторинг.

Интересен пример за решаване на логистични задачи чрез ФДМ е създаденият 3D-модел на митническия терминал „Бели Раст“ – фиг. 6.



Фиг. 6. 3D-модел на митнически терминал

Реализацията на проекта преминава през следните основни етапи: Построяване на 3D-модел на терминала на основата на проектна документация; Създаване на модел на местността чрез космически снимки; Определяне на оптималната структура и местоположение на обектите от инфраструктурата. Системата за управление и визуализация на този модел дават богати възможности на ползвателите: да извършват измерителни операции в тримерното пространство; бързо и оперативно да внасят изменения и да ги оценяват и съпоставят от различни гледни точки, да моделират движението на различните транспортните средства и да решават много други задачи.

3. Заключение

Посочените факти потвърждават тезата, че понастоящем ФДМ се явяват един оптимален избор и съвременен подход за осигуряване на геопространствена информация за различните пътища, прилежащите им обекти и територии. Те предоставя нови възможности за по-обстойно и детайлно 3D визуализиране, изучаване и проектиране, по-удобно документиране и импортиране на информацията в ГИС и виртуалното пространство. Освен това, ФДМ значително улесняват и облекчават работата на всички специалисти, занимаващи се с транспорта. Разглежданата тема е обширна и обхваща цял комплекс от многобройни интердисциплинарни проблеми. Тяхното дискутиране от различни гледни точки и специалисти, както и обмяната на знания, идеи и опит неминуемо ще допринесе много за по-оптималното им разрешаване. Освен това, според автора е необходимо: Осъществяването на редовен и цялостен мониторинг на транспортната мрежа; Извършването на задълбочени и систематизирани

периодични специализирани проучвания и анализи за вземане на своевременни мерки; Усъвършенстване на техническите и екологични параметри на различните превозни средства; Качествено съвременно обучение на млади кадри в тази област; Практическото приложение на различни иновативни методи и технически средства както за осигуряването на геопространствени данни (например чрез ФДМ), така и за транспортното проектиране, строителството и експлоатацията на пътната мрежа. Разбира се отпуснатите бюджетни средства за пътната мрежа и поддържането на екологичното равновесие са важни и основополагащи, но не само техният размер предопределя успеха в тази област. Не по-малко значими са факторите, свързани с тяхното рационално и оптимално оползотворяване и влагането им в модерни технологии и съвременни технически средства каквито са ФДМ, например.

За никого не е тайна,че състоянието на автомобилния и железопътният транспорт в нашата страна не отговаря на високите съвременните изисквания. Като пълноправен член на Европейския съюз, България трябва да осигури и необходимата оперативна съвместимост с пътната мрежа на останалите страни от общността. В оперативна програма „Транспорт”, са включени редица мероприятия с оглед подобряването на пътната мрежа в България за преодоляването на това неблагоприятно състояние. Използването на иновативните постижения на ФДМ биха могли да окажат ползотворно въздействие при осъществяването им и да подпомогнат и облекчават транспортните инженери в тяхната нелека и отговорна работа. Не трябва да се пренебрегва важното значение на организационно-технически мероприятия и своевременното осведомяване на инженерите и останалите заинтересовани специалисти за всички актуални проблеми в областта на транспорта. Българският транспорт би могъл да преодолее изоставането и навакса пропуснатото чрез подходящи прийоми и навременни мерки, а именно: Посредством постигането на „широка коалиция“ и интердисциплинарно сътрудничество между учени и специалисти от различни професионални направления; Чрез използването на съвременни методи и технически средства; Чрез прилагането на международния опит и резултатите от добри вече изпитани чужди практики и т. н. Проблемите, свързани с пътищата у нас са факт, но те биха могли далновидно и своевременно да се разрешат и ретушират. Необходимо е много желание, последователност, упорство и професионална страст. ФДМ неминуемо биха могли да бъдат полезни и да изиграят важна и значима роля в това отношение. Крайно време и от всеобщ интерес е нашата транспортна система час по-скоро да придобие нови, модерни и съвременни параметри и да заеме с достойнство своето подобаващо място в единната Европейска транспортна система.

Литература:

1.Zdravcheva, N.D.Application of unmanned photogrammetric aircraft monitoring the roads - Report of the International Conference "Eco Varna 2015"
2.Zdravcheva, N. D. Integrating air fototriangulatsiya with GPS measurements for transport Speeches delivered at the International Conference "Eco Varna 2015"
3. htttp://www.sovzond. ru

.

Докладът е рецензиран.

Contact: Assoc. Prof. Dr. Eng. Neli Dimitrova Zdravcheva, "University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy" Address: Bulgaria, Sofia, bul. "Hristo Smirnenski" 1,
Email: neli_z @ abv.bg

“СИСТЕМИ ЗА БЕЗОПАСНО ПЪТУВАНЕ НА ДЕЦА-СПОДЕЛЕНА БЕЗОТГОВОРНОСТ”

Yordan Mihaylov

All children, as all passengers in motorcars, deserve to be protected by a restraint system corresponding to their physical characteristics and development. The safest way to drive children in a motorcar is the age-appropriate car seat, designed for the weight and the stature of the child. During a collision with only 50 km/h, the unprotected child by a special system or a belt, shall be ejected forward with force 30 to 60 times greater than his own weight. The seat belts and the systems for protection of children are of great importance, as they reduce the risk of contact with the inside walls of the motorcar, thus they reduce the risk of injury in the event of a crash. They distribute the forces of the crash over the strongest parts of human body, they prevent the ejection of passengers out of the car during collision and prevent the injury to other passengers.

Keywords: children's seat, seat belt, injury, crash, protection

1. Въведение:

Децата са най-уязвимата група пътници. Техният живот зависи от нашите решения. Всички деца, като пътниците в моторни превозни средства, заслужават да бъдат защитени чрез системи за задържане подходящи за техните физически характеристики и развитие. Поставянето на дете в специализирана детска седалка отнема минути, които могат да са решаващи за живота му. Много родители считат, че на тях няма да се случи, но черната статистика показва, че за 2015 год. загиналите децата до 17 год. са 13, а ранените 478. [1]

Най-безопасният начин за превоз на деца в автомобил е специализирана детска седалка, предназначена за теглото и размерите на даденото дете. От 2007г. българското законодателство задължава родителите да поставят в автомобила специална седалка, в която да превозват децата си. Новородените и децата до 1 г. трябва да пътуват в седалки, които в автомобила са поставени с лице обратно на посоката на движение. Този вид детски обезопасителни седалки може да се поставят, както на задната, така и на предната седалка на автомобила. Когато в автомобила са инсталирани предпазни въздушни възглавници (airbag), трябва да се вземат специални предпазни мерки при едновременно използване на поставени обратно на посоката на движението детски седалки и въздушните възглавници.

Децата между 1 и 4 години трябва да пътуват в седалки, които са снабдени със специални ремъци. Тези ремъци опасват здраво детето. За безопасното прикрепяне на детската седалка към задната седалка на автомобила се използва изофикс система или фабрично инсталираните колани на автомобила.

След 4-годишна възраст докато детето достигне височина от 1,50 м., то трябва да ползва фабрично инсталираните предпазни колани на автомобила заедно със специална повдигаща седалка. Причината за това е, че предпазните колани са проектирани за хора, по-високи от 1,50 м. Ако детето е по-ниско и не ползва повдигаща седалка, самият колан може да го нарани.

При произшествие с едва 50 км/ч, дете, което не е обезопасено със специална система или с колан, ще бъде изхвърлено напред със сила, от 30 до 60 пъти по-голяма от собственото му тегло. Именно тази сила ще е причина детето да се ,,подхвърля“ из колата, като наранява себе си и останалите пътници.(2)

Също така не е безопасно детето да се държи в скута на друг пътник. При произшествие детето може да бъде смазано между тялото на държащият го пътник и вътрешността на превозното средство. Дори и да се използват коланите на автомобила, силата на инерцията упражнена върху тялото на детето ще го изтръгне от държащите го ръце.(3)

Също толкова опасно е да са опасани с един обезопасителен колан детето и държащият го.

2. Изложение:

Видове системи за безопасно превозване на деца

Детските седалки за автомобили са разделени в четири основни групи в зависимост от възрастта на детето, неговите килограми и височина. Предлагат се и столове от комбинирани групи, които обхващат повече от една група.

- **Група 0**

Детските столове за коли от група 0 са предназначени за деца от 0 до 10 кг. или приблизително от раждането до 9 месеца. Седалките от тази група винаги се монтират в посока, обратна на движението на автомобила. Изключение от това правило са кошовете за новородено, които имат възможност за монтаж в автомобила посредством 2 или 3 точков автомобилен колан (чрез адаптери) и са одобрени за ползване в тази група. Те се разполагат по дължината на автомобилната седалка. Препоръчително е, ако детето е недоносено, транспортирането да се извършва с кош за новородено. Кошовете за новородено са особено удобни за продължителни пътувания, но не са толкова надеждни, тъй като детето е фиксирано само с 2 точковия колан на коша. Столовете от тази група са снабдени с 5-точкови предпазни колани (изключение са кошовете за новородено, които са снабдени с 2 точков колан)(6)

- **Група 0+**

Детските столове за коли от група 0+ са предназначени за деца от 0 до 13 кг. или приблизително от раждането до 1 година /фиг.1/. Седалките от тази група винаги се монтират в посока, обратна на посоката на движение на автомобила. Столовете от тази група са снабдени с 5-точкови предпазни колани.



Фиг.1 кошница за кола-група 0+

Столовете, тип кошница са специално предназначени за новородени и малки бебета, така че да осигуряват комфорт и сигурност за тях. Те могат да се използват и извън колата за пренасяне, на шасито на детската количка за кратки разходки и като шезлонг у дома. Препоръчително е столовете за кола тип кошница да не бъдат ползвани по – дълго от час и половина, тъй като за най – малките седналото положение носи значителен дискомфорт при по – дълго ползване. Медицинските експерти съветват първите три месеца детето да не е поставено в седнало положение повече от час и половина. Главата на новороденото съставлява 25 % от общата телесна маса и осъществява натиск върху гръбначният стълб, а това не е здравословно, тъй като може да доведе до притискане на гръдния кош и намаляване възможността за дишане като това от своя страна би довело до намаляване на притока на кислород.

- **Комбинирана група 0+/1**

Детските столове за коли от комбинирана група група 0+/1 са предназначени за деца от 0 до 18 кг. или приблизително от раждането до 4 година /фиг.2/. Част от производителите препоръчват ползването на столове за коли от комбинирана група 0+/1 след шестият месец. Столовете от тази група са снабдени с 5-точкови предпазни колани и имат различни позиции за сядане, сън и почивка, но не могат да бъдат поставени в съвсем хоризонтално положение. Максималният наклон на облегалката достига 30-45 градуса. Удобни са за продължителни пътувания. Столовете от тази група се монтират посредством 3 точков автомобилен колан или IsoFix (автомобилът трябва да е снабден с IsoFix точки за монтаж) и имат допълнителна подова опора или допълнителен колан.



Фиг.2 детска седалка комбинирана група 0/1

Седалките от тази група могат да бъдат монтирани, както в посока, обратна на посоката на движение на автомобила, така и в посоката му на движение. По – голямата част от столовете за кола от тази група се ползват обратно на посоката на движение на автомобила до 1 година, след което се монтират в посоката на движение на автомобила до 4 години (forward facing).

- **Група 1**

Детските столове за коли от група 1 са предназначени за деца от 9 до 18 кг. или приблизително от 9 месеца до 4 години. Столовете от тази група са снабдени с 5-точкови предпазни колани и имат различни позиции за сядане, сън и почивка, но не могат да бъдат поставени в съвсем хоризонтално положение. Максималният наклон на облегалката достига 30-45 градуса. Удобни са за дълги пътувания. Столовете от тази група се монтират посредством 3 точков автомобилен колан или IsoFix (автомобилът трябва да е снабден с IsoFix точки за монтаж) и могат да имат допълнителна подова опора или допълнителен колан.

- **Комбинирана група 1/2/3**

Детските столове за коли от комбинирана група 1/2/3 са предназначени за деца от 9 до 36 кг. или приблизително от 9 месеца до 12 години. Столовете от тази група са снабдени с 5-точкови предпазни колани. Коланите на столът за кола се отстраняват след 15/18 килограма, след което се ползва 3 точковият автомобилен колан. При част от столовете от тази група след 15/18 кг. се отстранява облегалката на столът за кола и се ползва седалката (бустър). Обикновено нямат позиции за сън. Максималният наклон на облегалката достига 20 градуса. Удобни са за пътувания на кратки разстояния до час и половина. Показателите за безопасност при тази група обичайно са по – ниски от останалите групи. След отстраняване на облегалката, бустърът не може да осигури нужната странична защита. Столовете от тази група се монтират посредством 3 точков автомобилен колан или IsoFix (автомобилът трябва да е снабден с IsoFix точки за монтаж).

- **Комбинирана група 2/3**

Детските столове за коли от комбинирана група 2/3 са предназначени за деца от 15 до 36 кг. или приблизително от 4 до 12 години /фиг.3/. Столовете от тази група нямат собствени колани и ползват 3 точковият автомобилен колан. Част от столовете от тази група нямат облегалка (бустер) или тя се отстранява след 22 кг. Обикновено нямат позиции за сън. Максималният наклон на облегалката достига 20 градуса. Удобни са за пътувания на кратки и дълги разстояния (предвид възрастта на детето). След отстраняване на облегалката бустерът не може да осигури нужната странична защита, а именно че 40 % от злополуките с последствия, са при страничен удар. Столовете от тази група се монтират посредством 3 точков автомобилен колан или IsoFix (автомобилът трябва да е снабден с IsoFix точки за монтаж).



Фиг.3 детска седалка комбинирана група 2/3

- **Група 3**

Детските столове за коли от комбинирана група 3 са предназначени за деца от 22 до 36 кг. или приблизително от 6 до 12 години /фиг.4/. Столовете от тази група нямат собствени колани и ползват 3 точковият автомобилен колан. Столовете от тази група нямат облегалка. Обикновено тези седалки не се монтират, а се ползват само да повдигнат детето така, че автомобилният колан да преминава на необходимата височина за детето. Нямат позиции за сън. Удобни са за пътувания на кратки и дълги разстояния (предвид възрастта на детето). Както беше посочено по-горе, бустерът не може да осигури нужната странична защита.



Фиг.4 детска седалка група 3

Освен задължителното използване на седалки според възрастта на детето, трябва да сме сигурни, че детското обезопасително средство отговаря на изискванията на стандартите за безопасност ECE R44.03 или ECE R44.04. Наредбата на ООН - ECE R44 касае единните условия относно одобряване на ограничаващите устройства за деца, пътуващи в моторни превозни средства (" системи за обезопасяване на деца "). Какъвто и вид столче за кола да изберем трябва да сме сигурни, че то е монтирано правилно. В зависимост от вида и съответната група монтирането в автомобила може да се осъществи посредством Изофикс система или чрез автомобилните колани, съществуват и комбинирани методи изофикс и допълнителни колани. Най-важното е, да се спазва инструкцията за монтаж на столчето, това може да е решаващо за живота на детето. Предимствата на изофикс системата са, че монтажа се осъществява по-лесно, по-бързо и е намалена до минимум възможността за грешка. Правилната инсталация на столчето с три- точковия колан на автомобила също отговаря на нормите за безопасност, но трябва да се отбележи, че Изофикс системата, когато е по посока на движението проследява импулса на удара по-добре и съответно е по-безопасна. Когато столчето е по посока на движението и е инсталирано с колан той се удължава поради спецификата на законтрящата система с около 20% при челен удар, изпъват се и вътрешните 5-точкови колани на детската седалка и в резултат детето се движи напред близо до допустимите 450 мм по стандарт без нищо да го спира за около 1/3 от времето на удара. Това е по-лошото проследяване на импулса и в резултат на реализираното ускорение на тялото спирането е по-рязко. По този начин върху тялото на детето се насочва по-голяма енергия. Твърдата система Isofix няма ускорителна съставна при удара. Isofix-системата е свързване на закопчалка към метал от автомобила, в резултат на което няма разтягането като при употреба на коланите. По този начин остават единствено вътрешните колани на столчето, които се изпъват постепенно, по-плавно поемат натоварването на удара и детето проследява импулса заедно с шасито на автомобила и силите върху тялото му са осезателно по-малки. Практика е показала досега, че ако возите детето по посока на движението то по-добре да бъде с Isofix система и с Top-Tether/подпорно краче вместо само с колан. Най-безопасно е обаче то да бъде обърнато с гръб на движението колкото може по дълго. Когато обаче детето е обърнато обратно на движението разликата между колан и Isofix се губи. Самата структура на столчето поема натоварването- главата и тялото са на една линия и не могат да се придвижат напред. Главата на 1 годишното дете представлява 25% от телесното му тегло. При челен удар, когато детето е в стол, монтиран в посоката на движение, главата ще се "изстреля" напред с огромна сила. Напрежението във вратната област, което е измерено на тестовите манекени е 300 кг при скорост 50 км / ч. (4). Медицинските специалисти препоръчват напрежението във вратната област да е най-много 130 килограма. При използване на столове за коли с монтаж, обратно на посоката на движение, напрежението във вратната област обикновено е 80 кг. Новите изследвания показват, че всички деца под 3-годишна възраст трябва да пътуват обратно на посоката на движение (rear facing). Краш-тестовете, направени от ADAC и Международната организация на

потребителите ICRT показват 5 пъти по-висок риск от сериозно нараняване в областта на шията на деца при седалките, които гледат по посока на движението (forward facing) в сравнение със седалките, които са с монтаж, обратен на посоката на движение (rear facing). Практическият опит от Скандинавия също показва, че черупката на столът за кола предпазва детето така, че да не бъде тежко наранено от удари в предните седалки или други части. Освен това няма опасност за наранявания, породени от контакта на коланите с тялото на детето. Проучвания на реални инциденти, извършени от Volvo показват, че столовете за коли с монтаж, обратен на посоката на движение (rear facing) са 5 пъти по-безопасни от столовете с монтаж в посока на движението (forward facing). (5)

Най-безопасната конфигурация по последни проучвания е обърнато назад столче за кола, инсталирано на предната седалка и подпряно на таблото. Тъй като таблото е поместено в най-здравата част от конструкцията на автомобила, изместването върху него при удар е минимално- около 1-2 см. По този начин детето проследява импулса отлично и няма момент когато то е в свободно движение, в която и да е било посока. Ако столчето е обърнато назад на задната седалка и е подпряно на предната, то движението е малко повече тъй като самата предна седалка е по-мека и се измества повече напред.(6)

Препоръчително е детето да пътува, колкото може по – дълго обърнато, обратно на посоката на движение. Това ще предотврати опасността за наранявания във вратната област и такива, предизвикани от контакта на коланите на столът за кола с детето.

Ако желаете максимална безопасност за вашето дете, то тогава е желателно столът, който ще изберете да е преминал тестове в някоя от тестовите организации, като ADAC, STIFTUNG WARENTEST, TCS, VTI PLUS TEST и др. и безопасността му да бъде класирана поне като „достатъчна” .

Необходимостта от използване на специализирани седалки при превоз на деца.

При настъпване на катастрофа, пътникът, който е без предпазен колан ще продължи да се движи и ускорява в колата със същата скорост, с която превозното средство се е движило преди сблъсъка и ще бъде изхвърлен напред, като ще последва сблъсък в конструкцията на превозното средство - най-вероятно в кормилното управление или таблото, ако се намира в предната част на автомобила, или в задната част на предните седалки, ако са пътници на задните седалки. Възможно е също така, те да бъдат напълно изхвърлени от превозното средство. При изхвърчане от превозното средство, значително се повишава вероятността за настъпване на тежка телесна повреда и дори смърт. Използването на предпазни колани е най-добрата защита срещу изхвърчане от автомобила при катастрофа. Изхвърчане от превозно средство при настъпване катастрофа, е едно от най-вредните събития, които могат да се случат на човек, който не използва предпазен колан. При настъпване на катастрофа и последвало изхвърчане от автомобила 75% от всички изхвърлени от превозното средство умират в резултат на претърпяните травми. Предпазните колани са ефективни при предотвратяване на изхвърчането. Като цяло, при 44% от пътниците не използващи предпазни колани настъпва смърт в следствие на частично или цялостно напускане на автомобила, в сравнение с едва 5% при тези, които използват предпазен колан.

Използването на обезопасителни колани и системи за обезопасяване на деца е едно от най-важните действия, които могат да бъдат предприети, за да се избегнат нараняванията които могат да настъпят при катастрофа на моторни превозни средства. Предпазните колани и детските специализирани системи за превоз на деца играят важна роля за намаляване на сериозността на нараняванията на пътниците, участващи в сблъсък. Един пътник, който е подходящо обезопасен има значително по-големи

шансове за оцеляване. Предпазните колани и системи за обезопасяване на деца, са вторични устройства за безопасност и са предназначени да предотвратят или сведът до минимум нараняване на пътниците в превозното средство, когато настъпи катастрофа.

Предпазните колани и системи за обезопасяване на деца, имат важна роля защото:
•Намаляват риска от контакт с вътрешността на превозно средство,което от своя страна може да намали сериозността от наранявания, ако това се случи;
•Разпределят силите на катастрофата над най-силните части на човешкото тяло;
•Предотвратяват изхвърляне на пътника от автомобила при удар;
•Предотвратяват нараняване на другите пътници (например в челен сблъсък, без обезопасителни колани, задните-седящи пътници могат да бъдат изхвърлени напред и да последва удар с другите пътници).

Децата се нуждаят от специализирани системи за обезопасяване, които отговарят на техния ръст и тегло, и може да се адаптират и да се справят с различните етапи от тяхното развитие. Обиколката на триточковия, диагонален предпазен колан, използван от възрастни не е предназначен за височината, тежестта, както и различните относителни пропорции на телата на децата. Малка част от корема и таза на детето са обхванати спрямо гръдния кош и ребрата, ето защо е по-вероятно нараняване в горната част от тялото на детето спрямо възрастен индивид. В резултат на настъпила фрактура в гръдната област силата на удара се поема и от сърцето и белите дробове. Следователно триточковите предпазни колани могат да доведат до травми в горната част на корема ребрата, което влошава ефективността им и води до вредата от тях. Системите за обезопасяване на деца са специално разработени, за да защитят кърмачетата и малките деца от нараняване по време на сблъсък или внезапно спиране чрез ограничаване на техните движения далеч от конструкцията на превозното средство и насочване на силите предизвикани от катастрофата към най-силните и здвари части на човешкото тяло, с минимално увреждане на меките тъкани. Детските седалки за обезопасяване са ефективни не само в намаляване на увреждания, които могат да възникнат по време на катастрофа, но също така при внезапно спиране, резки маневри или отваряне на вратата по време на движение на превозното средство

В началото на 90-те години е проведено проучване в САЩ, където се е установило, че смъртността на децата, вследствие на пътни инциденти е приблизително 3,5 смъртни случая на 100 000 души. През 1995 г. са изнесени първите клинични данни, относно смъртността на деца вследствие на отваряне на пътнически въздушни възглавници. Тези данни дават ясни индикации, че трябва да се вземат спешни мерки и вниманието да се фокусира върху специфичните нужди на децата в автомобилната безопасност.(8) В Съединените щати, броят на смъртните случаи и сериозни наранявания при използване на моторни превозни средства е намален чрез комбинация от повишено внимание относно използването на подходящи устройства за правилно позициониране на детето и маршрутизиране на колана на задната седалка в автомобила, както и подобрени закони за обезопасяване и прилагане. За 10-те години 1999-2008 г. броят на децата на възраст под 15 години, които са загинали в автомобилни катастрофи с превозни средства в САЩ е намалял с 45%.

В България действа Държавно-обществената консултативна комисия по проблемите на безопасността на движението по пътищата, която е разработила „Национална стратегия-деца 2006-2010 г.“ Един от акцентите в тази стратегия е именно използването на обезопасителни средства при превозване на деца в автомобил. През 2007 год. беше извършена промяна в Закона за движение по пътищата, с която се въведе задължително изискване децата до 150 см при пътуват в автомобил да използват допълнителни системи за обезопасяване. През 2006-2009 г. загиналите деца, като пътници в автомибил

са приблизително 44 деца годишно, а ранените са 730 деца годишно. През 2015 смъртните случаи са 13, а ранените деца 478.(7) Тази статистика показва, че използването на допълнителни системи за обезопасяване на децата са довели до намаляване на смъртността с 70%, а броя на ранените деца е намалял с близо 40 %. Този процент може да бъде още по висок, ако всички спазват законовите изисквания и използват при пътуване с автомобил, допълнително монтирани седалки за превоз на деца.

3. Заключение

Изложените данни ясно показват, че използването на специализирани детски седалки е от изключително значение за запазване живота и здравето на децата, които са една от най-уязвимите групи пътници в автомобила. През 2007 год. се направи важна законодателна крачка по отношение на задължителното използване на детски специализирани системи за превоз, но тази крачка не е достатъчна.(9) Законът прави изключение по отношение на превоза на деца в таксиметрови автомобили. Тук идва въпроса с какво лекия автомобил за лична употреба е по-опасен от лек автомобил извършващ таксиметрови превози. Необходими са законодателни промени именно в тази насока. Следва дружествата извършващи таксиметрови услуги да са задължени да предлагат автомобили в които има монтирани специализирани седалки за превоз на деца. Съответно водачите на такъв тип автомобили трябва да са преминали допълнително обучение и квалификация. Това се отнася и за всички организации, които извършват превоз на деца. Автомобилите/микробусите с които се извършват превозите трябва да бъдат снабдени със съответните системи за безопасност в зависимост от възрастовата група на превозваните от тях деца.

Проведените проучвания показват, че дори и да се използва подходящо столче, ако то е монтирано неправилно няма да бъде постигната необходимата защита. Именно поради тази причина в много държави се провеждат задължителни курсове в специализирани центрове, които обучават и извършват проверка по отношение на монтажа/закрепването на съответния вид детска седалка. Би трябвало и в България да се предвидят промени в тази насока. При извършване на годишен технически преглед на автомобилите, специалистите извършващи този преглед да са преминали допълнителна квалификация и да извършват проверка относно монтажа на съответния тип детска седалка. След като се извършва проверка на всички други детайли и възли свързани с техническата изправност на автомобила, влючително и на обезопасителните колани, то независимо, че се явява допълнително монтирана в автомобила би следвало при наличие на детска седалка да се извърши проверка относно монтажа и.

Децата не могат да изберът дали да се возят в специализирана детска седалка, този избор го прави водачът на автомобила. Нека бъдем отговорни за бъдещето водачи.

ИЗПОЛЗВАНА ЛИТЕРАТУРА

1. http://dokkpbdp.mvr.bg/Statistics/default.htm
2. **Arbogast KB, Locey CM, Zonfrillo MR, Maltese MR. Protection of children restrained in child safety seats in side impact crashes**
3. **Katarina Bohman“ CAR SAFETY FOR CHILDREN AGED 4-12- Real world evaluations of long-term injury outcome, head injury causation scenarios, misuse, and pre-crash maneuver kinematics ”**
4. **Tingvall C. Children in cars: some aspects of the safety of children as car passengers in road traffic accidents**
5. http://www.besafe.com/product-category/baby-car-seat/
6. **http://www.detski-sedalki.com/полезна-информация/**

7. http://dokkpbdp.mvr.bg/Statistics/default.htm
8. NHTSA. Traffic Safety Facts 1996. Washington, DC: National Highway Traffic Safety
9. Administration, U.S. Department of Transportation

За контакти: M.Eng. Yordan Mihaylov, Technical university of Varna (Bulgaria), Department “Transport technique and technologies”, GSM: 0888212208, e-mail: yordan9000@abv.bg

ОСИГУРЯВАНЕ НА ДЕЦАТА ПРИ ПЪТУВАНЕ В АВТОМОБИЛИ С ОБЕЗОПАСИТЕЛНИ ВЪЗДУШНИ ВЪЗГЛАВНИЦИ

YORDAN MIHAYLOV

Contemporary motorcars are equipped with airbags for the driver – in the steering wheel, and for the passenger – in the dashboard. Side-impact airbags are located in the doors or in the seat of vehicles, and some motorcars have curtain airbags, dropping down in front of the rear seats.
Airbags may be potentially dangerous, as during severe collisions they inflate with considerable force. Children, sitting in the front seat, are exposed to a high risk of injury by the airbags during their inflation. The highest risk of injury exists for children, sitting unbuckled in the front seat, or infants in rear-facing child seats, riding in the front seat.

Keywords: airbag, children, car, seatbelt, dangerous

1. Въведение

Автомобилите днес са по-безопасни от всякога, това не е случайно. В световен мащаб производителите на автомобили и организациите по безопасността провеждат тестове, които имат за цел да дадът насоки относно подобряване на сигурността в автомобилите.

Въздушните възглавници са основна част от тази тенденция. От проведените тестове е установено, че при челни катастрофи, фронталните въздушни възглавници намалят смъртните случаи при водачите с 29% и смъртни случаи на възрастни /над 15 год./ пътници намиращи се на предните седалки с 32 %. (1). Всяка нова кола днес е оборудвана с набор от въздушни възглавници: предни въздушни възглавници, странични въздушни възглавници за торса, странични въздушни завеси и въздушни възглавници на задната седалка (фиг.1) Множеството въздушни възглавници са предназначени за осигуряване на допълнителна защита на пътниците при катастрофа в допълнение към предпазните колани, при скорости в интервала 13-25 км/ч и по-високи.

Повечето автомобили са оборудвани с въздушна възглавница за водача във волана и въздушни възглавници за пътника в арматурното табло. Странични въздушни възглавници, вградени във вратите на превозното средство или на седалките, а някои автомобили имат въздушни възглавници "завеси", които падат надолу в предната част на задните седалки.

Предните въздушни възглавници се надуват бързо (и след това веднага настъпва дефлация). Въздушните възглавници са предназначени да предотвратят или намалят контакта на водача или пътниците с вътрешната част на превозното средство, която може да причини нараняване, например волана или арматурното табло. С цел да се осигури защита, въздушни възглавници се надуват напълно до 160 mph(256 км/ч), за по-малко от една секунда. Това означава, че те се издуват с значително количество сила. Пътник, който е твърде близо до въздушна възглавница и е ударен от нея, може да бъде сериозно наранен. Странични въздушни възглавници обикновено са въздушните възглавници-завеси, които се задействат надолу, за да се осигурят защита на главата и не са толкова мощни като предните такива. От проведените до момента изследвания няма данни те да представляват риск за дете в детска седалка в задната част. Могат да бъдат опасни вслучай, че детето не използва специализирана система за обезопасяване отговаряща на индивидуалните му характеристики и се намира в непосредствена близост до въздушната възглавница



фиг.1 разположение на въздушните възглавници

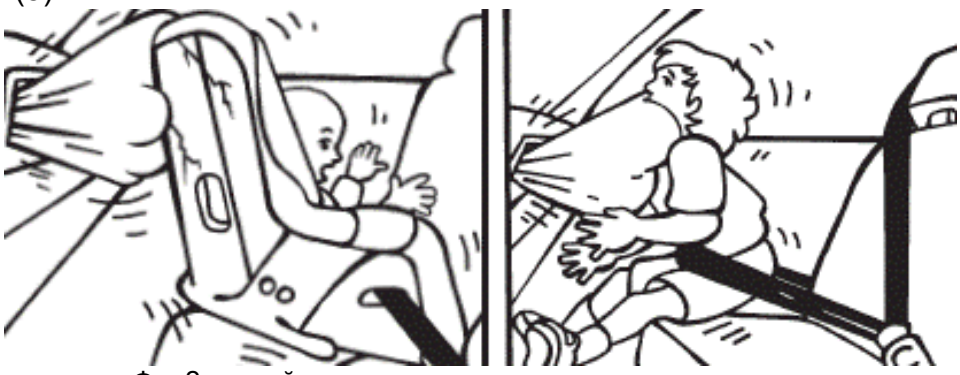
2. Изложение

СИГУРНОСТТА ЗА ДЕЦАТА ПРИ НАЛИЧИЕ НА ВЪЗДУШНИ ВЪЗГЛАВНИЦИ

Предни въздушни възглавници за водача и пасажера стават задължителни в новите автомобили в САЩ през 1998 г. Ранните дизайни на въздушни възглавници, произведени преди 1998 са били с тенденция да бъдат по-агресивни, като се раздуват със значително по-голяма сила, за да се погрижат за тези пътници, които не използват предпазен колан. Първото поколение на пътнически фронтални въздушни възглавници са проектирани най-вече назад, като въздушната възглавница за водача е монтирана в центъра на кормилното управление. Последните проекти на пътнически фронтални въздушни възглавници са монтирани при върха на таблото и първоначално се надуват нагоре, където те докосват предното стъкло и се отклоняват назад. По този начин се намалява вероятността за нараняване на пътниците. След 1998 г. повечето автомобили са оборудвани с второ или следващо поколение въздушни възглавници. Второ поколение въздушни възглавници се раздуват двустепенно и с по-малка сила, което от своя страна значително намалява риска от фатални наранявания и дори смърт при деца и по-дребни възрастни. (2) Трето поколение въздушни възглавници включват модерни технологии, които следят определени параметри, за да приспособят разгръщането на въздушните възглавници за сериозността на катастрофата, размера и позата на седящия в превозното средство, използването на колана и колко близо, човек е до действителната въздушна възглавница. Много от тези системи използват многоетапно надуване, като разгръщат по-малко сила в етап на умерени катастрофи, отколкото в много тежки катастрофи. Адаптивните системи на въздушните възглавници могат да използват многоетапни взриватели за регулиране на налягането в рамките на въздушната възглавница. Големината на взрива за разгръщане на въздушната възглавница е пропорционален на силата упражнявана спрямо пътниците, тъй като те влизат в контакт с нея. Тези корекции позволяват на системата да разгърне въздушната възглавница с умерена сила спрямо характера на сблъсъка и неговия интензитет. Резервиране на максималната сила на въздушната възглавница само за най-сериозните катастрофи. Допълнителните сензори определят положението, теглото и относителните размери на пътниците. Информация за пътниците и сериозността на катастрофата се използват от контролните системи на въздушните възглавници, за да се определи дали въздушните възглавници трябва да бъдат потиснати или разгърнати, и ако е така, с различни нива на мощност. Въпреки това, въздушните възглавници могат да бъдат потенциално опасни, тъй като при тежки катастрофи те се раздуват с около 320 км/ч (200 мили в час) от таблото. Децата, които седят на предната седалка, когато тези въздушни възглавници се разгърнат са изложени на висок риск от нараняване от самите въздушни възглавници.

Най-голям риск от наранявания съществува за децата пътуващи на предна седалка без предпазен колан и бебета намиращи на същото място в специализирани седалки разположени обратно на посоката на движение на автомобила. Като цяло всички деца до 14-годишна възраст могат да бъдат изложени на риск от сериозно нараняване, когато са седнали на предните места в автомобил оборудван с въздушна възглавница за пътника. Децата на възраст от 15 до 18 -годишна са в състояние да получат ефективна защита при наличие на въздушна възглавница за пътника.(3) Трябва да се има в предвид, че възрастта е относителен показател, по-добри маркери са височината и теглото на пътника за оценка на риска по отношение на децата и въздушните възглавници.

От проведените тестове е установено, че деца пътуващи в автомобил без предпазен колан или с неправилно поставен са изложени в много по-голяма степен на сериозни наранявания или смърт дължащи се на разгръщане на въздушните възглавници. Това е така, защото при настъпване на катастрофа, липсата на обезопасителен колан позволява на детето да се премести по-близо до въздушната възглавница по време на предварителното спиране и началните етапи на въздействие на катастрофата, така че, при разгръщане на въздушната възглавница главата и шията, са в по-уязвимо положение (4) (фиг.2).По-голямата част от смъртните случаи на деца-пътници, наранени от пътнически фронтални въздушни възглавници се дължат на травми на главата и врата. Децата са особено податливи на наранявания на главата и шията. Характерна травма при разгръщането на въздушнит възглавници директно в лицето на дете-пътник, което се намира в непосредствена близост е атланто тилна дислокация, където настъпва отделяне на гръбначния стълб. Тази травма е фатална за децата и е свързана с увреждания на гръбначния мозък и мозъчния ствол и свързаните с него жизнени функции.(5)



Фиг.2 въздействие на въздушните възглавници върху деца пътници

Забранено е поставянето на детски седалки/кошници на предната седалка, когато са обърнати обратно на посоката на движение и има активна въздушна възглавница. При проведените тестове е установено, че силата с която се разгръща въздушната възглавница ще счупи гърба на седалката на обезопасителното столче/кошница и е възможно да причини фатални мозъчни травми (фиг.2). Седалки за обезопасяване на деца не са предназначени за защита срещу такова екстремно въздействие. Необходимо е при поставяне на детско столче на предната седалка обърнато обратно на посоката на движението, въздушната възглавница да бъде деактивирана.(6) Някои автомобили са снабдени със специален ключ, който дава възможност въздушната възглавница да бъде деактивирана. Това можа да стане и чрез компютърно програмиране в зависимост от модела и вида на автомобила. Повечето автомобили са снабдени с информационен стикер, относно забраната за едновременно използване на фронтална въздушна възглавница и детско обезопасително столче на прдната седалка.

Действително второ поколение въздушни възглавници се разгръщат с много по-малка сила, като разгръщат първоначално нагоре към стъклото и след това напред, това

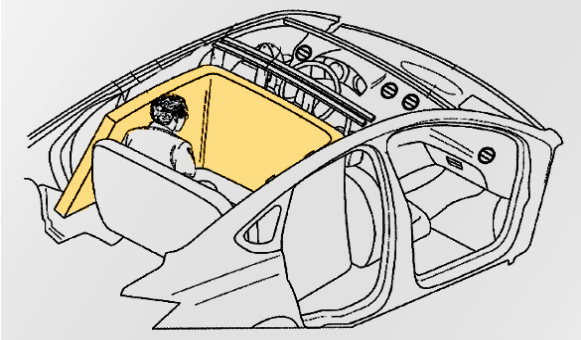
допринася за намаляване на силата на съприкосновение с лицето и другите части на тялото, респективно детско столче. Тестовете покачват значително по-малък процент на децата при които са настъпили тежки травми и дори смърт при второ поколение въздушни възглавници в сравнение с първо. Независимо с кое поколение въздушна възглавнница е оборудван автомобила, ако поради необходимост следва да се вози дете под 12 години на предна седалка, задължително е въздушната възглавница да бъде деактивирана. Някои от по-новите автомобили са снабдени със сензори, които отчитат наличието на дете, спрямо биометрични данни или детска седалка и се деактивират без необходимост от допълнителна намеса.

Не са докладвани инциденти със сериозни наранявания или смърт при деца от въздушни завеси. Все още се провеждат тестове в тази насока. Преглед на краш тестовете, на EuroNCAP при разгръщане на въздушните възглавници-завеси в близост до дете –пътник в специализирана детска седалка показат много малко взаимодействие между дете - „манекен“ и въздушната възглавница тип завеса по време на разгръщането (7). Тестовете са проведени при 50 км/час сблъсък с подвижна преграда и полюсни сценарии за изпитване страничен удар с деца в обърната назад детски седалки, които заемат втората поредна странична позиция лявата ръка, на ударената страна на превозното средство. Това предполага, че рискът за обърнати назад седалки за обезопасяване на деца пътници от разполагането на въздушни завеси в странични въздействия е ниска. Въпреки че може да има някакъв риск за деца пътниците, които са на пътя на въздушна възглавница. Когато единна въздушна възглавница тип „завеса“ се задействат в посока надолу върху главата или врата на детето облегнато на врата или прозорец, има голяма вероятно да се получат наранявания, свързани с взаимодействие, с твърди повърхности на вратите или друг интериор на автомобила. Налице е необходимост от провеждане на допълнителни изследвания в тази насока.

Не са известни никакви инциденти с тежки наранявания или смърт при деца от коленни въздушни възглавници. На теория, може да има някакъв риск от наранявания на краката на по-големите деца използващи специализирани детски седалки обърнати по посока на движението, ако краката на детето са хоризонтално покрай ръба на възглавницата на седалката. Няма данни да има повишен риск от нараняване от коленни въздушни възглавници в случай на използване на обърната назад системи за обезопасяване на деца.

Разработени са ново поколение детски седалки, които съдържат в себе си въздушна възглавница, която се активира при необходимост. Врамките на 50 милисекунди при настъпване на удар, въздушната възглавница, която се намира в основата на детското столче се активира. (8) Тази въздушна възглавница е произведена от пожарозащитен материал Kevlar, който гарантира, че в случай на пожар детето ще бъде защитено, също така държи 20 минути подаване на въздух. Тази въздушна възглавница остава твърда, като по този начин предпазва детето от всички предмети, които е възможно да „летят“ в купето чрез предадената им кинетична енергия от удара. Материала от които е изработена бъздушната възглавница се използва за производство на бронежилетки със съотношение на якост към тегло, като е пет пъти по-здрава от стомана. (9)

Предстоят тестове на ново поколение въздушни възглавници специлано разработени за пътниците на задните седалки. Тази задна въздушна възглавница е под „П“ образна форма, за да обхване, както задните страни на предните седалки, така и вътрешните части на вратите (фиг.3). Задната въздушната възглавница се съхранява в рамките на таваната облицовка в задната част на купето. Системата за разгръщане на въздушните възглавници събира и анализира информация за състоянието на превозното средство, определя типа, интензитета и броя на отворените въздушни възглавници.(10)



Фиг.3 въздушна възглавница за пътниците на задната седалка

Наранявания, които е възможно да настъпят вследствие на активиране на въздушните възглавници

Най-честите наранявания са по лицето и очите от контакта с въздушната възглавница. Нараняванията по лицето включват разкъсвания, счупвания, синини и изгаряния
В литературата са описани три източника на изгаряния от въздушните възглавници:

- химически изгаряния от освобождаване на натриев хидроксид (страничен продукт на пиротехническа реакция)
- термични изгаряния от контакт с горивни газове, генерирани чрез пиротехнически реакции
- триене изгаряния от контакт с бързо движещ се материал на въздушните възглавници.

Алкалните химикали в една въздушна възглавница може да предизвикат възпаление на роговицата, известно като алкален кератит, както и натриевия хидроксид, страничен продукт на пиротехническотоата реакция, също може да дразни и да увреди окото. Частите от волана, таблото или друг интериор на автомобила, които се явяват капак на модула на въздушната възглавница, също причиняват разкъсвания, синини и фрактури на различни области на тялото, но се счита, че те не са фатални Възможно е въздушните възглавници да причинят изгаряне и по други области на тялото. (11).
Описаните наранявания могат да настъпят, както при деца, така и при възрастни пътници. Колкото е по-малко детето, толкова е по-голям риска от задушаване при поглъщане на химическите съединения, които се освобождават в момента на издуване на въздушната възглавница.

3. Заключение

Въздушни възглавници добавят защита, а не риск, ако децата са правилно позиционирани**.** Рискът от наранявания и смъртни случаи от разполагането на въздушни възглавници може да бъде сведен до минимум чрез правилно обезопасяване на децата. Промените в дизайна на пътнически фронтални въздушни възглавници са намалили риска от сериозни наранявания и смърт за правилно фиксираните деца пътници в сравнение със зората на въздушните възглавници, но рискът от сериозни наранявания и смърт от пътнически фронтални въздушни възглавници все още не е елиминиран. От изключително значение е децата под 15 год. да се превозват в специализирани детски седалки отговарящи на индивидуалните им характеристики, разположени на задния ред седалки. При необходимост / двуместен автомобили или пикап/ детето да се вози на предна седалка въздушната възглавница следва да бъде деактивирана. В случай, че това не е възможно то следва седалката да е изтеглена максимално назад, като трябва

да се съблюдава запазване на геометрията на предпазния колан, това ще даде възможност да се увеличи разстоянието между въздушната възглавница и пътника, което ще даде възможност тя да достигне пълното си раздуване преди да се е сближила с пътника.

Забранено е поставяне на деца на възраст до 1 година в посока обратна на движението на предна седалка в автомобил с активна въздушна възглавница за пътника, независимо от изтеглянето на седалката в максимално задно положение, позицията на столчето допринася за сближаване на главата на бебето до въздушната възглавница. Дори и при катастрофа с 20 км/час е възможно активиране на въздушната възглавница, а когато се касае за първо поколение тя ще се разгърне със скорост приблизително от 320 км/час, като голяма част от тази сила ще се принесе и ще окаже въздействие върху главата и врата на дете което се намира в непосредствена близост до въздушната възглавница, включително и в специализирана седалка поставена обратно на движението.

Нараняванията могат и трябва да бъдат избягвани посредством достатъчна информираност на водачите и пасажерите в автомобилите. Липсата на прецизност води до фатални неконтролируеми последици. Необходими са законодателни промени и съответно най-високи санкции за водачите допускащи превозването на деца без да се вземат съответните обезопасителни мерки.

Използвана литература:

1. Winston FReed R Airbags and children: results of a National Highway Traffic Administration special investigation into actual crashes.http://www.nhtsa.gov/Laws+&+Regulations/Child+Passenger+Safety/
2. Carin M. Olson, Peter Cummings and Frederick P. Rivara Association of First- and Second-Generation Air Bags with Front Occupant Death in Car Crashes
3. Newgard CD, Lewis RJ Effects of child age and body size on serious injury from passenger air-bag presence in motor vehicle crashes.
4. Wittenberg ENelson TGraham The effect of passenger airbags on child seating behavior in motor vehicles
5. Graham JGoldie SSegui-Gomez M et al. Reducing risks to children in vehicles with passenger air bags
6. Bailey, H., Perez, N., Blank-Reid, C., Kaplan, L.J. (2000). Atlanto-Occipital Dislocation: An Unusual Lethal Airbag Injury.
7. Hobbs, C. (2007). Hazardous Airbag Deployment Modifier [Technical Bulletin TB-001, Version 2.2]. EuroNCAP
8. http://carkoon.com/carkoon-when-safe-just-not-safe-enough-jullian-preston-powers/
9. http://carkoon.com/carkoon-unique-safety-points/
10. http://www.edmunds.com/car-safety/the-future-of-car-airbags.html
11. David Paine, Michael Paine, Julie Brown, Lynne Bilston. Child Restraints and Airbags, May 2013
12. Durbin DBhatia EHolmes Partners for Child Passenger Safety: a unique child-specific crash surveillance system
13. http://carkoon.com/video-gallery/

За контакти: M.Eng. Yordan Mihaylov, Technical university of Varna (Bulgaria), Department “Transport technique and technologies”, GSM: 0888212208, e-mail: yordan9000@abv.bg

ОТНОСНО ИЗБОРА НА ОПТИМАЛНА КОНСТРУКЦИЯ НА ЧЕТИРИОПОРНА ТОВАРОПОДЕМНА ГРЕДА

ON THE OPTIMAL CHOICE OF CONSTRUCTION FOUR POINT LIFTING BEAM

Svetlozar Stoyanov, Hristo Hristov, Stefan Tenev,
Naiden Spasov, Ismail Mehmedov
Technical university of Varna

Abstract. There are investigated five constructions of four point hoisting beams, which are important part of device type “Spider” for load lifting. The main task is the selection of the most appropriate of them according to a set of evaluation criteria as weight, manufacturability, changing the dimensions of the beam , reliability , etc. Was used Modernized method of expert evaluations as per Thurstone. Weight coefficients are determined by the function of Laplace and ranged in value.

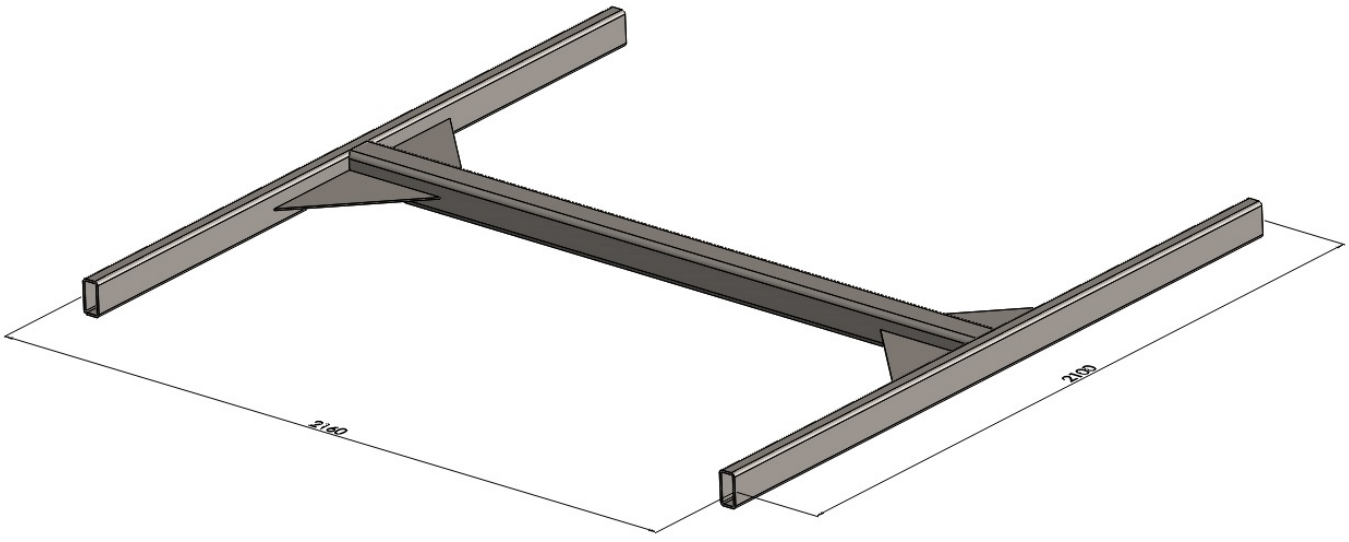
Keywords: hoisting beam, optimal choice, expert evaluation, criteria, Laplace function.

1. Въведение:

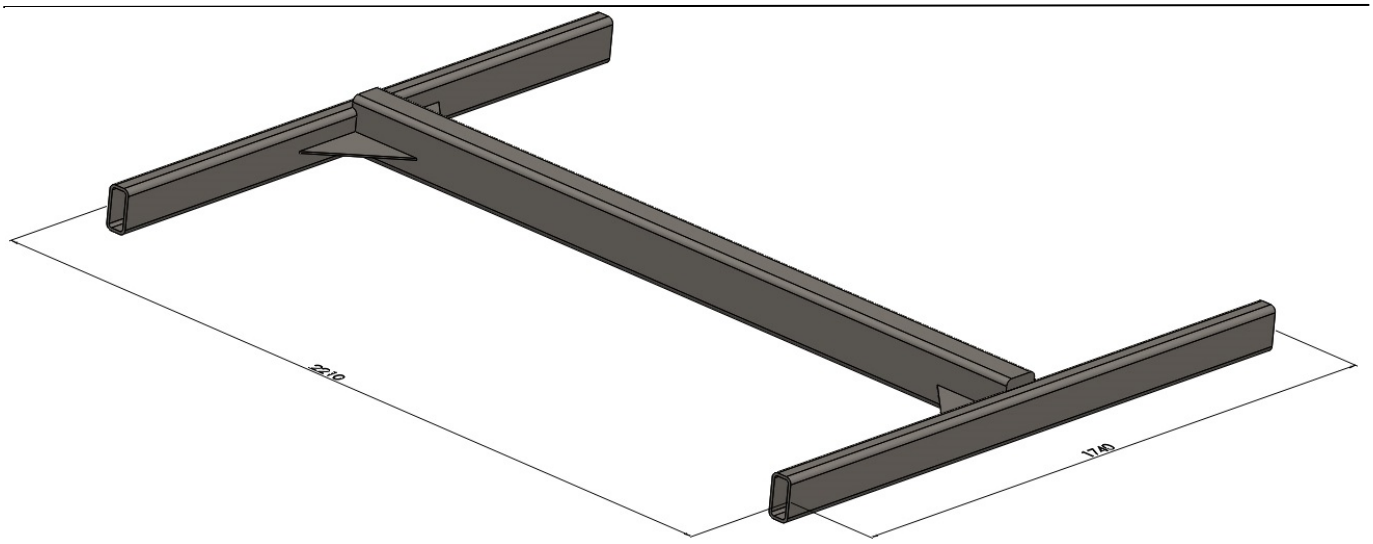
За регистрацията и следваща експлоатация на товароподемни устройства за транспортиране на МПС е задължително да бъде изготвена документация с чертежи, инструкции и други документи, съгласно чл. 101 (2) 2 от „Наредба за безопасната експлоатация и техническия надзор на повдигателни съоръжения“ [1]. Същите трябва да бъдат представени и защитени пред местните структури на Главна Дирекция „Инспекция за държавен и технически надзор“, към „Държавната агенция за метрологичен и технически надзор“.

2. Изложение:

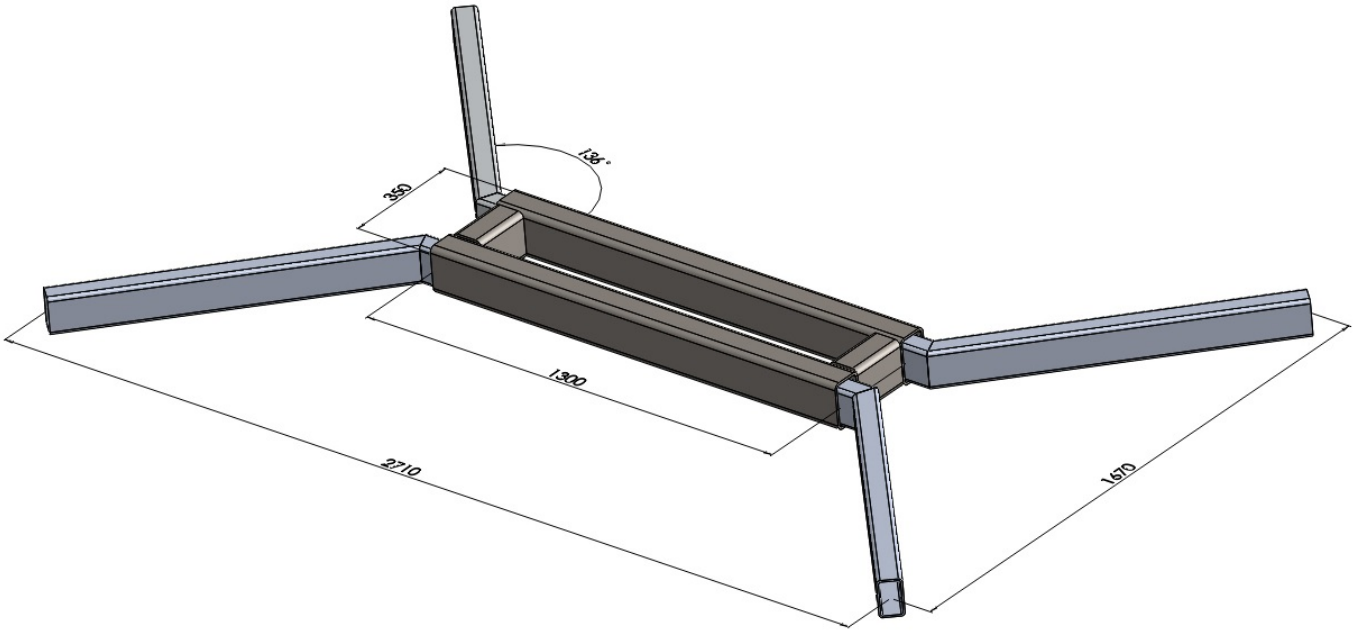
На колектива беше поставена задача да изследва конструкциите на пет четириопорни товароподемни греди, които са основна съставна част от транспортно подемно устройство (тип Паяк) [2] и в последствие да се избере конкретна оптимална конструкция на базата на приети критерии. На фигури 1÷ 5 са показани 3D модели на гредите.



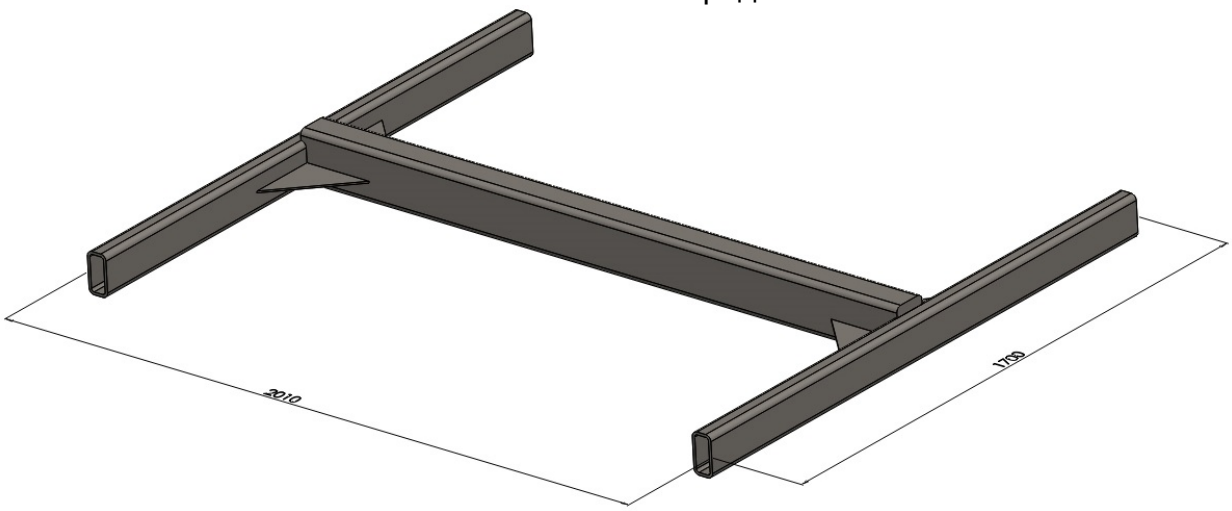
Фиг.1 Греда № 1



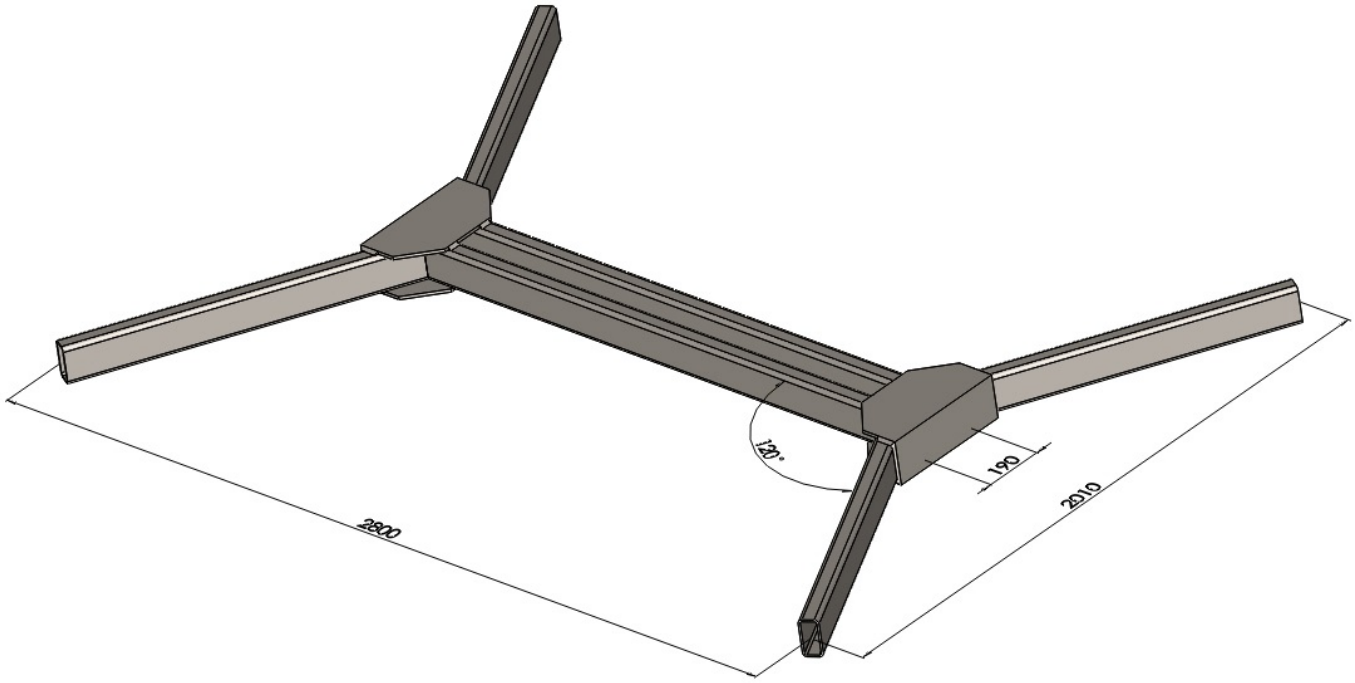
Фиг. 2 Греда № 2



Фиг. 3 Греда № 3



Фиг.4 Греда № 4



Фиг. 5 Греда № 5

Гредите № 1,2,4 и 5 представляват стоманени заваръчни конструкции, изготвени от стандартизирани по ISO олекотени профили. Греда № 3 е конструкция изработена от съставни заварени профили от стомана и алуминиева сплав. За всичките четириопорни товароподемни греди са направени 3D модели, а с помощта на FEA са проверени якостта и коравината им [3] каквито са предписанията на „Наредба за безопасната експлоатация и техническия надзор на повдигателни съоръжения“ . Габаритните размери, максималната товароносимост, цена и някои специфични относителни геометрични характеристики на гредите са показани в Таблица (1). Въвежда се определението рамо за балансиране – възможността да се променя положението в пространството на центъра на тежестта на четириопорната греда относно точката на захвата за хоризонтално изравняване на МПС.

Табл. 1. Греди - основни параметри

Греда №	Маса, kg	Максимално натоварване, N	Дължина, mm	Рамо за балансиране, mm	Прогнозна цена, лв.	Компенсиращ, коефициент, дължина/рамо
1	107	34000	2160	345	332	6,26
2	130	35000	2210	834	410	2,65
3	91	34000	2710	282	319	9,60
4	123	34000	2010	909	381	2,21
5	155	80000	2800	197	480	14.21

Имайки предвид съществуването на пет решения за реализация на четириопорни товароподемни греди пред колектива бе поставен въпроса за подходящ избор на конкретна оптимална конструкция. За решаване на така структурираната задача се прие да се използва осъвременения метод на експертните оценки по Търстоун [4, 5], при предварително избрани критерии (фактори). Критериите трябва максимално да подпомогнат експертите за получаване на оптимални решения и трябва да бъдат зададени в подходяща количествена форма (в определени случаи показани и в условни единици), удобна за по нататъшен анализ.

След проведена дискусия с членовете на колектива единодушно бяха избрани и съгласувани с работодателите следните критерии:

1. Маса – разглежда се относителната величина маса/максимално натоварване. Критерия дава представа за ефективността на подбора на тънкостенните профили при конструирането.
2. Технологичност – критерий отчитащ възможността да се произведе и в последствие да се ремонтира товароподемната греда с минимален труд и технологични разходи.
3. Възможност за промяна на габаритните размери на гредата – пренастройка за обслужване на големогабаритни МПС.
4. Цена – възможност да се сравнят цените на изработените конструкции. Съставя се относителна цена (цена / максимално натоварване).
5. Възможност за хоризонтално изравняване на МПС – въвежда се компенсиращ коефициент (дължина на товароподемната греда/рамо за балансиране).
6. Надеждност – оценка на конструкциите по време на експлоатация.

Вземането на оптимално решение чрез метода на комплексните оценки е предхождано от определяне на тегловните коефициенти и на оценките по приетите вече критерии за алтернативните конструкции.

I. Определяне на тегловните коефициенти:

На табл. 2 е показано ранжиране на критериите – пет експерта са подредили шест критерии според важността им за определен процес. С по – малки числа са означени по предните позиции на предпочитаните подреждания.

Табл.2. Ранжиране на критерии

Критерии (Фактори) / Експерти	Маса	Техноло-гичност	Възможност за промяна на размерите	Цена	Възможност за изместване на масовия център	Надежд-ност
1	3	4	6	1	5	2
2	2	6	1	3	5	4
3	3	1	5	1	6	4
4	4	5	2	5	2	1
5	2	3	1	6	4	5

В табл. 3 е попълнена матрицата на вероятностите $|P_{ij}|$, включваща вероятността при ранжиране на експертите, критерия i да бъде поставен пред критерия j, а стойността на вероятността P_{ij} показана в клетките се определя по формулата:

$$P_{ij} = \frac{C_{ij}}{k}$$

където:

C_{ij} – броя на подредените при ранжирането от експертите критерии i поставени пред броя на подредените критериите j

k – брой на участващите експерти. В случая са k = 5.

Табл.3. Матрица $|P_{ij}|$

Критерии / Критерии	Маса	Технологичност	Възможност за промяна на размерите	Цена	Възможност за изместване на масовия център	Надеждност
Маса	-	0,8	0,4	0,6	0,8	0,6
Технологичност	0,2	-	0,4	0,4	0,6	0,4
Възможност за промяна на размерите	0,6	0,6	-	0,6	0,7	0,4
Цена	0,4	0,6	0,4	-	0,6	0,6
Възможност за изместване на масовия център	0,2	0,4	0,3	0,4	-	0,2
Надеждност	0,4	0,6	0,6	0,4	0,8	-

Изхождайки от теория на вероятностите [6], записваме, че:

$$P_{i,j} + P_{j,i} = 1$$

Горното условие е спазено в табл.3.

Стойностите на функцията на Лаплас Лаплас $F(x_{i,j})$ за всяка вероятност $P_{i,j}$, се пресмятат по уравнение (1) и са показани в табл. 4.

$P_{i,j} = 0.5 + F(x_{i,j})$	(1)

Табл.4. Стойности на $F(x_{ij}) = P(ij) - 0{,}5$

Критерии / Критерии	Маса	Технологичност	Възможност за промяна на размерите	Цена	Възможност за изместване на масовия център	Надеждност
Маса	-	0,3	-0,1	0,1	0,3	0,1
Технологичност	-0,3	-	-0,1	-0,1	0,1	-0,1
Възможност за промяна на размерите	0,1	0,1	-	0,1	0,2	-0,1
Цена	-0,1	0,1	-0,1	-	0,1	0,1
Възможност за изместване на масовия център	-0,3	-0,1	-0,2	-0,1	-	-0,3
Надеждност	-0,1	0,1	0,1	-0,1	0,3	-

Функцията на Лаплас $F(x)$ се задава с уравнението (2),

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{x^2}{2}} dx \quad (2)$$

и представлява вероятността, случайна величина да приеме стойност принадлежаща на зададения интервал $[4, 6]$. При решаването на задачи, свързани с теория на вероятностите, като правило се търси намирането на стойността на функцията на Лаплас при известна стойност на аргумента (права задача). При известна стойност на функцията на Лаплас цел представлява намирането стойността на аргумента (обратна трансформация на Лаплас). За тези дейности се ползват таблици със стойности на функцията на Лаплас [4].

Стойностите на случайната величина $X_{i,j}$ са получени при обратната трансформация на Лаплас. Определените стойности на $X_{i,j}$ са положителни, ако $P_{i,j} > 0.5$ и отрицателни, когато $P_{i,j} < 0.5$. При намиране на стойностите на $X_{i,j}$ за разлика от стандартната процедура на Търстоун се прилага практичното правило (ограничение) 3σ, в съответствие с което за всяко $F(x_{ij})$ важи условието (3) :

(3) $$\forall F(x_{i,j}) > 0.498, \text{то } x_{i,j} = 0{,}3.$$

В табл. 5 са показани стойностите на случайните величини $x_{i,j}$:

Табл.5. Обратна трансформация на Лаплас (x_{ij})

Критерии / Критерии	Маса	Технологичност	Възможност за промяна на размерите	Цена	Възможност за изместване на масовия център	Надеждност
Маса	-	0,84	-0,25	0,25	0,84	0,25
Технологичност	-0,84	-	-0,25	-0,25	0,25	-0,25
Възможност за промяна на размерите	0,25	0,25	-	0,25	0,52	-0,25
Цена	-0,25	0,25	-0,25	-	0,25	0,25
Възможност за изместване на масовия център	-0,84	-0,25	-0,52	-0,25	-	-0,84
Надеждност	-0,25	0,25	0,25	-0,25	0,84	-

Тегловните коефициенти ω_i се определят по формулите, показани в табл.6, където :

$\sum X_{ij}$- сумата на стойностите на случайните величини

$\bar{x}_{ij}$ – осреднената стойност на случайните величини

$F_{(\bar{x}_i)}$ – стойност на функцията на Лаплас

ω_i^* - тегловен коефициент определен по формулата:

$$\omega_i^* = 0{,}5 + F(\overline{x_i})$$

m е броя на критериите (факторите) - в случая $m = 6$.

За предпочитане е сумата на тегловните коефициенти да е равна на 1, тъй като в този случай получената експертна оценка ще бъде с бал еднакъв с този на оценките на алтернативните конструкции греди по избраните критериите. Преизчислените тегловни коефициенти са показани в последната колона на табл.6 и с тези стойности ще продължат пресмятанията.

Табл.6. Определяне на тегловните коефициенти

Критерии	$\sum x_{ij}$	$\overline{x_{ij}} = \frac{\sum x_{ij}}{m}$	$F(\overline{x_i})$	ω_i^*	ω_i – тегловен коефициент
Маса	1,93	0,321	0,1255	0,6255	0,21
Технологичност	-1,84	-0,306	-0,1217	0,3783	0,127
Възможност за промяна на размерите	1,02	0,17	0,0675	0,5675	0,191
Цена	0,25	0,042	0,016	0,516	0,174
Възможност за изместване на масовия център	-2,7	-0,45	-0,1736	0,3264	0,109
Надеждност	0,84	0,14	0,0557	0,5557	0,187
				$\Sigma = 2{,}9694$	$\Sigma = 1{,}0$

II. Оценки по критерии на алтернативни конструкции на товароподемни греди

В табл.7 са показани оценките по шестобална система на алтернативните конструкции на четириопорни товароподемни греди по предварително подбраните критерии. Зад всяка оценка показана в табл.7 стои някакво количествено съпоставяне, получено чрез пресмятане или измерване. Такива числени стойности на някои от избраните критерии са показани в табл.1.

Табл.7. Оценки на гредите по приети критерии

Критерии	Оценки				
	1 греда	2 греда	3 греда	4 греда	5 греда
Маса	5	3	6	4	2
Технологичност	6	4	3	5	3
Възможност за промяна на размерите	2	2	6	2	2
Цена	5	3	6	4	2
Възможност за изместване на масовия център	4	5	3	6	2
Надеждност	5	3	6	4	2

Окончателното определяне на оптималното решение следва алгоритъма (4):

(4) $$A_i = \sum_{j=1}^{m} \omega_j B_{j,}$$

където:

A_i е получената стойност на решение за i алтернатива

ω_j – тегловен коефициент на j критерий

B_j – оценка на j критерий

m – броя на критериите.

Решенията са показани в табл.8:

Табл. 8. Решение на матрицата

Критерии	Тегловен коефициент	1 греда	2 греда	3 греда	4 греда	5 греда
Маса	0,210	5	3	6	4	2
		1,05	0,63	1,26	0,84	0,42
Технологичност	0,127	6	4	3	5	3
		0,762	0,509	0,381	0,634	0,381
Възможност за промяна на размерите	0,191	2	2	6	2	2
		0,382	0,382	1,146	0,382	0,382
Цена	0,174	5	3	6	4	2
		0,87	0,522	1,044	0,696	0,348
Възможност за измест-ване на масовия център	0,109	4	5	3	6	2
		0,436	0,545	0,327	0,654	0,218
Надеждност	0,187	5	3	6	4	2
		0,935	0,561	1,122	0,748	0,374
A_i	Σ=1	4,429	3,149	5,28	3,954	2,123

Оптималното решение, видно от таблицата, е греда №3 с получена крайна максимална оценка 5.28.

3. Изводи:

1. Съгласно приетата методика вариант 3 на четириточкова товароподемна греда получи най-висока експертна оценка и това ни дава основание да го считаме за оптимален при горепосочените критерии.

2. На базата на тази оценка бе предложено на възложителя на задачата да бъде изработена именно този вариант на гредата.

3. Считаме, че би било полезно възложителят да дефинира и някои ограничения, свързани с габаритите на превозните средства, широчината на пътната лента, габаритна височина на носещото гредата превозно средство или други, имащи отношение към условията за експлоатация.

Литература:

1. Наредба за безопасната експлоатация и техническия надзор на повдигателни съоръжения. ПМС № 199/10.09.2010.
2. Стоянов Св., Тенев Ст.,Христов Хр.. Вариант на обобщен модел за проверка на четириточкова товароподемна греда, „Механика на машините“ бр.115, кн.2, 2016, ISSN 0861-9727, стр. 7-10
3. Shih, R. Introduction to Finite Element Analysis Using SolidWorks Simulation 2013. Schroff Development Corporation, 2012, 390 c.
4. Йонов К., Ванев Б. Експертни оценки „Техника“ София, 1996
5. Хилл П. Наука и искусство проектирования Издательство "Мир" Москва 1973
6. Смирнов В.И.,Курс высшей математики том V. издательство „ Наука“ 1974 г.

За контакти: Assist. Eng. Svetlozar Stojanov, Technical University of Varna, Department “Technical Mechanics”, 1Studentska Str.,Varna 9010, Bulgaria, phone +359-52-383 502, e-mail: stojanov10@abv.bg

Докладът е рецензиран.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОМОБИЛИТЕ ЗА ОБСЛУЖВАНЕ НА СЕЛИЩА ОТ ЗАТВОРЕН ТИП

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ ОБСЛУЖИВАНИЕ ЗАКРЫТОГО ТИПА КОМПЛЕКСОВ

THE USE OF ELECTRIC CARS SERVICE GATED COMPLEXES

Nikolina Dragneva

Abstract*:* The use of electric cars service gated communities curious and courageous decision to keep a clean environment by would assure better quality of transport service in them. They easily perform logistics solutions in the field of administration and management.

Keywords: safety, electric cars

1. Въведение:

Енергийната криза в началото на 21 век и все по-високите екологични изисквания принуждава голяма част от производителите на автомобили да започнат разработката и внедряването на автомобили с хибридно и електрическо задвижване. Нулевите вредни емисии, безшумният им начин на работа и икономическите ползи са сред безспорните предимства на електромобилите. Не на последно място е качеството на електромобила да се движи бързо и с впечатляващо ускорение.

Статистиката на КАТ сочи, че към февруари 2013 г. в България има регистрирани 232 електромобила. През първото тримесечие на 2015г.са продадени най-малко автомобили с алтернативно задвижване сред страните членки на ЕС – само 57 (10 електромобила и 47 хибридни).

Към края на 2014 година в България са регистрирани общо 497 електромобила и 1031 хибридни[1,2].

Реализирането на комплексна национална стратегия за електрическите автомобили предполага през 2020 г. в България да има между 100 и 200 хил. електромобила и необходимия брой станции за зареждане от различни класове-една от основните предпоставки за разширяването на употребата им.

Европейската стратегия за незамърсяващи и енергийно ефективни превозни средства определя водещата роля за развитие на автомобилната индустрия като едновременно с това се намаляват емисиите на въглероден диоксид и други замърсители. Така поетапно се преминава към енергийно ефективна и устойчива транспортна система.[1]

2. Изложение:

С приемане на Закон за управление на етажната собственост (ЗУЕС) през 2009 год. за първи път в българското законодателство е уреден жилищният комплекс от затворен тип. Законовото определение се урежда с Параграф 1, т. 3 от ДР на ЗУЕС където се дефинира жилищният комплекс от затворен тип като:

„комплекс, обособен като отделен урегулиран поземлен имот, в който са построени сгради в режим на етажна собственост и други обекти, обслужващи собствениците и обитателите, при спазване на изисквания на контролиран достъп за външни лица“.

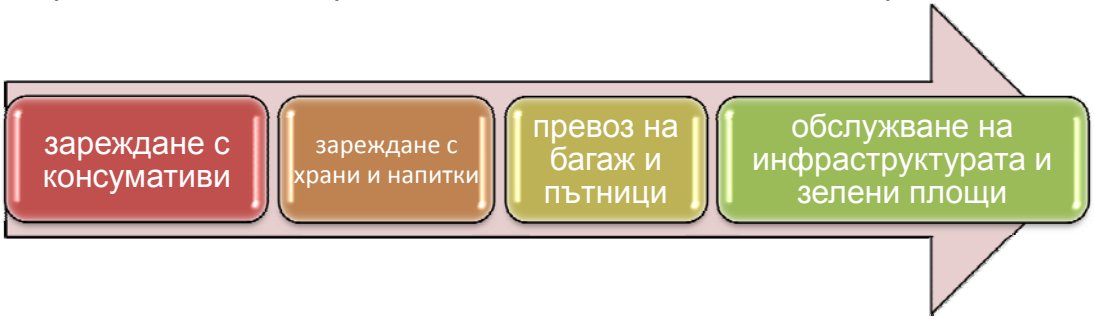
Под *други обекти, обслужващи* собствениците и обитателите са обекти, които имат особено предназначение и обслужват ползването на самостоятелните обекти, разположени в сградите в режим на етажна собственост. Те могат да бъдат отделни сгради, съоръжения, площадки, градини, развлекателни кътове, басейни и пр. Ползването им може да бъде свързано с предоставянето на допълнителни услуги на живущите в жилищния комплекс от затворен тип или да осигуряват неговото управление.

Въвеждането на *изисквания за контролиран достъп* за външни лица. ограничава правилата за контролиран достъп само до външни лица, но следва да намират приложение и спрямо живущите в комплекса, дотолкова доколкото последните също трябва да използват определените места за влизане и излизане от комплекса, да спазват процедурите за идентификация, представяне на пропуск и пр.[3]



Фиг.1 Затворен комплекс

Съществуването на такива комплекси било те жилищни или курортни селища изискват използването на транспортни средства за тяхното обслужване. В предвид опазването на околната среда и комфорта на живеещите или почиващите се налага да се търси алтернативно решение на класическия автомобилен транспорт. Различните видове услуги при настаняването - превоз на товари и пътници, камериерското обслужване на обектите и поддръжката на инфраструктурата са превози с неустойчив и малък товарооборот,но често повтарящи се за които са подходящи елекромобили.



Фиг.2 Дейности, обслужвани с електромобили

Масовото използване на електромобилите в градска среда е все още ограничено независимо от многото им предимства поради недостатъците им, а именно:

- по-висока цена за коли със същите технически показатели;
- нисък капацитет на батериите, водещ до по-къс пробег с едно зареждане;
- бавно презареждане;
- неразвита инфраструктура за зареждане;

- установени проблеми с литиево-йонните батерии в различни продуктови категории.

Що се отнася за приложението им в апарт-хотели и ваканционни комплекси затворени комплекси и туристически обекти то изцяло са залага на безспорните им предимства:

- по-голям кпд;
- по-голямо ускорение;
- безшумност;
- ниска цена на километър;
- значително опростено обслужване на колите—по-малко на брой и по-неизносващи се части;
- не замърсяват природата.

Използването на електромобили в комплекси от затворен тип се оказва сполучлив вариант за транспортно обслужване поради малките разстояния, лесната поддръжка и голямата мобилност. Всички електромобили се предлагат с различни платформи за обслужване и превоз на пътници и товари.

Видове електромобили според предназначението им [4]:

1. **Приспособена подвижна електрическа 48 волтова количка за превоз на хора, багаж и стоки - transporter 4 club car**
   - превозва комфортно 4 души
   - с голям багажник за пренос на стоки /cargo box/
2. **Приспособена транспортна електрическа 48 волтова каравана за превоз на стоки - club car**
   - превозва комфортно 2 души- за превоз на стоки и багажи
   - превозно средство за градинарски инструменти и инструменти за хотелска поддръжка.
3. **Приспособена подвижна електрическа 48 волтова каравана за камериерски принадлежности за хотели - club car**
   - Превозва комфортно 2 души специално конструиран шкаф за камериерски принадлежности и сушилни към хотелите



Фиг.2 Вариант 1,2,3

4. **Приспособена подвижна електрическа 48 волтова количка за превоз на хора - villager 8 club car**
   - Превозва комфортно 8 души и разтегателна задна седалка за пренос на багаж
5. **Приспособена подвижна електрическа 48 волтова каравана за room service - club car**
   - Превозва комфортно 2 души
   - Разполага със специална алуминиева кутия, удобна за пренос на напитки и храна на дълги разстояния

6. Приспособена подвижна електрическа 48 волтова количка с подвижна задна седалка - villager 4 club car

- Превозва комфортно 4 души с разтегателна задна седалка за пренос на багаж



Фиг.3 Вариант 4,5,6

Показаните на фиг.3 и 4 не изчерпват всички възможности на каросерията, която може да бъде друга според нуждите и предназначението им. Такъв парк се използва само на територията на комплексите, което позволява инфраструктурата да е изградена за такива габарити и се съчетава успешно с алеите за разходка и отдих. Проблемът със зареждането на електромобилите не е съществен поради малкия брой и пробег както и достатъчен престой използван за зареждане.

3. Заключение:

Използването на електромобили за такива цели не е нещо ново. Добре би било да се превърне в добра практика за България. Липсата на мрежа от зарядни станции,проблемите във времетраенето на зареждане, както и малкият брой закупени електромобили поради все още високата цена не откриват възможности за използването им масово в градски условия и на големи разстояния.

Въпреки че електромобилите се считат за по-добра алтернатива на автомобилите с ДВГ, широкото им разпространение води до увеличена употреба на електричество, което в зависимост от вида производство на електроенергия на територията на една държава ще доведе от своя страна до увеличение на емисиите на CO_2 предизвикващ парников ефект. Затова при изграждането на зарядните станции трябва да се използват възобновяеми енергийни източници.

Литература

1. Dragneva, N. 2015 Electromobiles safety Sofia NTS 99-101
2. Dragneva, N. 2015 Construction of charging stations for electric vehicles in the eu-bulgaria practices and problems Bourgas, Bourgas Free University 560-565
3. http://challengingthelaw.com
4. http://www.electricunion.bg/

За контакти: Assoc. Prof. Eng. Dragneva N. PhD, Bulgaria Bourgas, Bourgas Free University Tel. 0886553036 e-mail : dragneva@bfu.bg

АНАЛИЗ НА ЕКОЛОГИЧНИТЕ, ИКОНОМИЧЕСКИ И СОЦИАЛНИ АСПЕКТИ НА ШУМОВОТО ЗАМЪРСЯВАНЕ

ANALYSIS OF THE ENVIRONMENTAL, SOCIAL AND ECONOMIC ASPECTS OF THE NOISE POLLUTION

Miryana Evtimova[1], **Penko Petkov**[2]

Abstract. The environmental, social and economic impacts of the noise are a growing concern among both the general public and policy-makers in Europe. To achieve a high level of protection, one of the objectives to be pursued is protection against noise. In the Green Paper on Future Noise Policy, the European Commission addressed noise in the environment as one of the main environmental problems in Europe. The humans are exposed on the environmental noise in particular in built-up areas, in public parks or other quiet areas in an agglomeration, in quiet areas in open country, near schools, hospitals and other noise-sensitive buildings and areas. Analysis of the environmental, social and economic impacts of the noise is made.
Keywords: Noise, environmental, social and economic impacts, motor vehicle.

1. Въведение

Последният доклад на Световната здравна организация установява увеличаващото се въздействие на шумовото замърсяване в Европейския съюз (ЕС). Доказателство за това са фактите: 30% от населението на ЕС е подложено на шум с нива по-високи от 55 dB(A), като смъртните случаи са между 30 000 и 50 000, а допълнителните разходи от загуба на работоспособност са между 0,4 и 2% от БВП на страните-членки [1]. В тази връзка изследването и анализа на екологичните, икономическите и социалните последствия от шумовото натоварване са от решаващо значение за оценка и управление на риска.

Многогодишните наблюдения на акустичното натоварване показват, че средните нива на шума трайно се запазват над граничните. Основен източник на шум за населението на агломерация София е автомобилния трафик, докато влиянието на железопътния и авиационен трафик е ограничено [2]. Ето защо анализът и оценката на екологичните, икономическите и социалните последици от шумовото замърсяване, предизвикато от моторните превозни средства представляват особен интерес.

2. Изложение

Шумът в околната среда означава нежелан или вреден външен звук, създаден от човешки дейности, включително шум, излъчван от от автомобилния, железопътния и въздушния трафик и от различни категории промишлени дейности [3].

Замърсяването представлява всяко пряко или косвено предизвикано от човешка дейност въвеждане във въздуха, водите или почвите на вещества, вибрации, топлинни лъчения или шумове, които могат да са вредни за здравето на човека или качеството на околната среда, да предизвикат увреждане на материалните блага, да ограничат или засегнат възможностите за оползотворяване на полезните качества на околната среда и останалите позволени начини за нейното използване [3].

Оценката на въздействието, предложена от ЕС обхваща екологичните, социалните и икономически аспекти на шумовото замърсяване при различни варианти на политика[4]. В настоящото изследване ще бъде направен анализ при съществуващата политика и оценени различните аспекти на акустичното натоварване.

Екологични аспекти на шумовото замърсяване

Въздействието на шумовото замърсяване върху околната среда се оценява от гледна точка на намалението на определени индикатори за шум. Съгласно действащото европейско и национално законодателство въздействието на шума върху околната среда се определя от следните фактори [3,5]:

- L_{24} (денонощно ниво на шума) – показател на шума, свързан с дискомфорта през цялото денонощие;

- $L_{ден}$ (дневно ниво на шума) - показател на шума, свързан с дискомфорта през дневния период от време (включва времето от 7,00ч. до 19,00ч. с продължителност 12 часа);
- $L_{вечер}$ (вечерно ниво на шума) - показател на шума, свързан с дискомфорта през вечерния период от време (включва времето от 19,00ч. до 23,00ч. с продължителност 4 часа) ;
- $L_{нощ}$ (нощно ниво на шума) - показател на шума, свързан с нарушаването на съня през нощта (включва времето от 19,00ч. до 7,00ч. с продължителност 8 часа).

Граничните стойности за отделни показатели са представени в таблица 1.

Таблица 1. Гранични стойности на нивата на шум в различни територии и устройствени зони в урбанизираните територии и извън тях[3,5]

Територии и устройствени зони в урбанизираните територии и извън тях	Еквивалентно ниво на шума, dB(A)		
	$L_{ден}$	$L_{вечер}$	$L_{нощ}$
1. Жилищни зони и територии	55	50	45
2. Централни градски части	60	55	50
3. Територии, подложени на въздействието на интензивен автомобилен трафик	60	55	50
4. Територии, подложени на въздействието на релсов железопътен и трамваен транспорт	65	60	55
5. Територии, подложени на въздействието на авиационен шум	65	65	50
6. Производствено-складови територии и зони	70	70	70
7. Зони на обществен и индивидуален отдих	45	40	35
8. Зони на лечебни заведения и санаториуми	45	35	35
9. Зони за научно-изследователска и научна дейност	45	40	35
10. Тихи зони извън агломерациите	40	35	35

За цялостна оценка от въздействието на акустичното натоварване на дадена територия, предизвикано от различни източници се извършва картографиране. При изработване на стратегическа карта за шум на агломерация София е установено следното шумово замърсяване от автомобилния трафик [2]:

- 58,98% от населението е изложено на нива на шума над граничните стойности за L_{24}, а 72,23% - над граничните стойности за $L_{нощ}$;
- 100% от детски, лечебни, учебни, научноизследователски заведения и обществени сгради са изложени на нива на шум над граничните стойности за $L_{вечер}$, а 98,78% - над граничните стойности за L_{24} и 98,78% - за $L_{нощ}$.

Много ограничено е влиянието на шума от железопътния трафик, от въздухоплавателните средства и промишлеността, поради което те нямат съществено влияние върху акустичната обстановка в околната среда на град София [2].

От анализа на шумовите нива от автомобилния трафик в околната среда на агломерация София следва, че той има определяща роля и голямо отрицателно влияние върху екологичната обстановка в района и е необходимо да се предприемат мерки за тяхното намаляване.

Според последните препоръки на Световната здравна организация (СЗО), прагът на докладване на стойностите на показателя $L_{нощ}$ трябва да бъдат снижени до 40 dB(A), с цел да се постигне много по-реалистично оценяване на влиянието на шумовото замърсяване в целия ЕС [1].

Социални и здравни аспекти на шумовото замърсяване

Една от целите за опазване на здравето и околната среда е защитата от шума. Социалното въздействие се определя чрез влиянието на шума по отношение на дискомфорта, смущението на съня, последиците за здравето и качеството на живот.

СЗО определя здравето като „състояние на пълно физическо, психическо и социално благополучие, а не просто отсъствие на болест или недъг.“ Някои от доказаните ефекти от високите нива на шума върху различни системи на човешкия организъм са [1]:

- Централна нервна система: първична инсомния (безсъние), нервна преумора, психични смущения в паметта, дискомфорт и раздразнителност.
- Вегетативна нервна система: усилване на тонуса, сърдечни прояви, циркулационни прояви.
- Сърдечно-съдова система: изменения в сърдечния ритъм (тахикардия), високо кръвно налягане, миокардиален инфаркт.
- Дихателна система: изменение на респираторния ритъм.
- Ендокринна система: изменение на количеството на кръвната захар, повишаване на основната обмяна, повишено отделяне на кортизол (хормон на стреса), задържане на вода в организма (антидиуретичен ефект).

Анализът на шумовите нива, на които е изложено населението и влиянието върху различните системи на човека е от основно значение за оценка на риска от този фактор на околната среда.

От данните, представени в „Стратегическа карта за шум на агломерация София” [2] става ясно, че автомобилният трафик е основната причина за шумовото натоварване на населението (талбица 2).

Таблица 2. Разпределение на брой жители, изложени на нива на шум над граничните стойности по показателите за шум от автомобилния трафик в агломерация София[2]

Брой жители, изложени на нива на шум над граничните стойности (по Наредба №6/2006 г.): L_{24}>60dB(A); $L_{ден}$>60dB(A); $L_{вечер}$>55dB(A); $L_{нощ}$>50dB(A).	L_{24}	$L_{ден}$	$L_{вечер}$	$L_{нощ}$
	797 084	992 531	1 221 483	977 188

При определяне на вредните ефекти от въздействието на шума върху населението се използва съотношението "експозиция - ефект", което представлява връзката между нивото на показателя за шум и ефекта върху човешкия организъм То включва съотношението между [3]:

а) степента на дискомфорт, предизвикан от шума, и стойността на L_{24} от съответния източник;

б) съотношението между смущенията върху съня на хората и стойността на $L_{нощ}$ от съответния източник.

Работна група за здравни и социално-икономически аспекти на Европейската комисия е разработила методи за оценка на вредното въздействие на шума чрез съотношението "експозиция – ефект” по отношение на степента на дискомфорт и смущенията на съня [6].

За оценка на съотношението между експозицията на денонощното ниво на шума L_{24} и предизвикания от това цялостен дискомфорт (притеснението, създадено от шума в околната среда) са определени показателите: „процентен дял от население с дискомфорт” %A (annoyed) и „процентен дял от население с висок дискомфорт” %HA (hightly annoyed). Стойността на двата показателя за всяко ниво на шума се определят в диапазона от 45 dB(A) до 75 dB(A) по полиномите (1) и (2) [6]:

$$\%A = 1{,}795.10^{-4}(L_{24}-37)^3 + 2{,}110.10^{-2}(L_{24}-37)^2 + 0{,}5353(L_{24}-37) \quad (1)$$

$$\%HA = 9{,}868.10^{-4}(L_{24}-42)^3 - 1{,}436.10^{-2}(L_{24}-42)^2 + 0{,}5118(L_{24}-42) \quad (2)$$

Извършени са пресмятания по (1) и (2) и са получени резултати за процентния дял на жители с дискомфорт и висок дискомфорт (%A и %HA). Въз основа на данните от „Стрегетическата карта за шум на агломерация София” [2] за броят жители, изложени на съответното ниво на шум е направено изчисление и са определени онези от тях, които изпитват „дискомфорт”(A) и „висок дискомфорт”(HA), предизвикани от шумовото

натоварване. От анализа на получените резултати става ясно, че на шумово натоварване в диапазона от 45 dB(A) до 75 dB(A) са подложени повече от един милион жители, като на около 400 000 е причинен дискомфорт, а на около 170 000 - висок дискомфорт. Резултатите са представени в таблица 3.

Таблица 3. Съотношение "експозиция – ефект” по отношение на дискомфорт и висок дискомфорт, предизвикан от шума (L_{24}) от автомобилен транспорт

Ниво на шум	Дял на жителите с дискомфорт, %		Жители, изложени на	Жители с дискомфорт, бр.	
L_{24}, dB(A)	%A	%HA	L_{24}, бр.	A	HA
45	6	1	6 487	371	93
46	7	2	7 692	512	145
47	8	2	8 168	624	190
48	9	3	9 612	834	266
49	10	3	12 260	1 198	394
50	11	4	14 702	1 605	541
51	12	4	18 120	2 197	754
52	13	5	22 188	2 969	1 036
53	15	5	26 363	3 876	1 372
54	16	6	34 864	5 606	2 015
55	18	6	41 533	7 276	2 656
56	19	7	51 075	9 714	3 605
57	21	8	59 241	12 193	4 607
58	22	9	68 314	15 172	5 844
59	24	9	78 097	18 665	7 340
60	26	10	86 616	22 224	8 934
61	27	11	92 579	25 443	10 469
62	29	12	100 517	29 527	12 450
63	31	14	110 449	34 611	14 970
64	33	15	109 717	36 610	16 257
65	35	16	98 314	34 873	15 909
66	38	18	86 392	32 524	15 251
67	40	19	74 004	29 524	14 237
68	42	21	43 864	18 519	9 187
69	45	23	21 431	9 562	4 881
70	47	25	15 293	7 202	3 783
71	50	27	13 486	6 695	3 619
72	52	29	8 660	4 527	2 518
73	55	31	7 308	4 019	2 299
74	58	34	4 905	2 834	1 668
75	61	37	3 784	2 295	1 389
		Общо	1 336 035	383 803	168 679

Съотношението между експозицията на нощното ниво на шума $L_{нощ}$ и предизвиканото от това смущение и нарушаване на съня на хората е оценено чрез показателите: „процентен дял от населението с нарушаване на съня” %SD (sleep disturbed), „процентен дял от население с висока степен на нарушаване на съня” %HSD (highly) и „процентен дял от население с ниска степен на нарушаване на съня” %LSD (lowly). Те могат да бъдат определени в диапазона от 40 dB(A) до 70 dB(A) чрез следните зависимости [7]:

$$\%HSD = 20,8 - 1,05 \cdot L_{нощ} + 0,01486 \cdot (L_{нощ})^2 \quad (3)$$
$$\%SD = 13,8 - 0,85 \cdot L_{нощ} + 0,01670 \cdot (L_{нощ})^2 \quad (4)$$
$$\%LSD = -8,4 + 0,16 \cdot L_{нощ} + 0,0108 \cdot (L_{нощ})^2 \quad (5)$$

Извършени са пресмятания по (3), (4) и (5) и са получени резултати за процентния дял на жителите с нарушаване на съня (%SD), с висока степен на нарушаване на съня (%HSD) и с ниска степен на нарушаване на съня (%LSD), представени в таблица 4.

Таблица 4. Съотношение "експозиция – ефект” по отношение на нарушаване на съня, предизвикано от шум ($L_{нощ}$) от автомобилен транспорт.

Ниво на шум	Дял на жителите с нарушаване на съня, %			Жители, изложени на	Жители с нарушение на съня, бр.		
$L_{нощ}$, dB(A)	%HSD	%SD	%LSD	$L_{нощ}$, бр.	HSD	SD	LSD
40	2,6	6,5	2,5	9 741	251	635	243
41	2,7	7,0	3,2	12 615	344	886	405
42	2,9	7,6	3,9	14 295	416	1 081	564
43	3,1	8,1	4,7	17 719	554	1 440	834
44	3,4	8,7	5,5	22 453	756	1 960	1 232
45	3,6	9,4	6,3	25 448	927	2 384	1 601
46	3,9	10,0	7,1	33 349	1 315	3 347	2 372
47	4,3	10,7	8,0	40 137	1 716	4 311	3 195
48	4,6	11,5	8,8	47 325	2 195	5 431	4 177
49	5,0	12,2	9,7	56 377	2 835	6 904	5 477
50	5,5	13,1	10,6	64 176	3 498	8 375	6 819
51	5,9	13,9	11,6	72 918	4 303	10 126	8 427
52	6,4	14,8	12,5	80 753	5 153	11 917	10 102
53	6,9	15,7	13,5	87 303	6 017	13 672	11 773
54	7,4	16,6	14,5	93 731	6 966	15 557	13 574
55	8,0	17,6	15,5	104 371	8 351	18 335	16 178
56	8,6	18,6	16,5	111 904	9 625	20 782	18 509
57	9,2	19,6	17,6	110 215	10 173	21 611	19 400
58	9,9	20,7	18,7	92 452	9 143	19 118	17 275
59	10,6	21,8	19,8	77 109	8 156	16 796	15 260
60	11,3	22,9	20,9	56 863	6 423	13 033	11 893
61	12,0	24,1	22,1	25 070	3 019	6 040	5 531
62	12,8	25,3	23,2	16 416	2 105	4 152	3 814
63	13,6	26,5	24,4	13 961	1 903	3 704	3 410
64	14,5	27,8	25,6	9 182	1 328	2 553	2 354
65	15,3	29,1	26,9	7 758	1 190	2 258	2 085
66	16,2	30,4	28,1	5 734	931	1 746	1 613
67	17,2	31,8	29,4	3 953	678	1 258	1 162
68	18,1	33,2	30,7	3 150	571	1 046	967
69	19,1	34,7	32,0	1 870	357	648	599
70	20,1	36,1	33,4	1 341	270	485	447
			Общо	1 319 689	101 468	221 592	191 293

Въз основа на данните от „Стратегическата карта за шум на агломерация София” [2] за броят жители, изложени на съответното ниво на шум са извършени изчисления и са

определени онези от тях, които изпитват „нарушаване на съня”(SD), „висока степен на нарушаване на съня”(HSD) и „ниска степен на нарушаване на съня”(LSD), предизвикани от шумовото натоварване. Резултатите от извършените пресмятания са дадени в таблица 4.

От получените резултати става ясно, че на шумово натоварване през нощта в диапазона от 40 dB(A) до 70 dB(A) са подложени повече от 1 300 000 жители на агломерация София, като около 100 000 от тях са с висока степен на нарушаване на съня.

От анализа на въздействието на шума върху здравето на хората следва, че той оказва значително влияние, като повишава степента на дискомфорт и безсънието.

Определянето на степента на дискомфорт и смущенията върху съня на хората би могло да се направи и за други агломерации, за които са изработени стратегически карти за шум: Варна, Бургас, Пловдив, Русе и Плевен. Анализът и оценката на резултатите са предпоставка за определяне на социалните и здравни аспекти от шумовото замърсяване и предприемането на действия за намаляването му.

Проучванията на СЗО за последиците от шума в околната среда потвърждават дискомфорта и нарушаването на съня за сериозен здравен проблем. Освен това шумовото замърсяване често е свързано с градските зони, където проблем е и качеството на въздуха. По отношение на здравето са установени връзки между експозицията на шума и появата на редица заболявания. За тяхната оценка СЗО е разработила методика за определяне на показателят DALY (disability-adjusted life year): трудови години, загубени поради влошено здраве, нетрудоспособност или преждевременна смърт, който се определя по следната зависимост [1]:

$$DALY = YLL+YLD \quad (6)$$

където:

YLL – години, загубени поради преждевременна смърт;

YLL = ND(брой на смъртните случаи).DW(тегловен фактор).LD(стандартна смъртност)

YLD – години, загубени поради инвалидност.

YLD = NI(брой инциденти).DW(тегловен фактор).LI(средна продължителност на инвалидността).

Резултатите от изследването за определяне на трудовите години, загубени поради влошено здраве, нетрудоспособност или преждевременна смърт, причинени от шумовото натоварване са представени в таблица 5. Данните показват категорично, че повече от един милион години в добро здраве се губят всяка година поради заболявания, причинени от свързания с транспортния трафик шум.

Таблица 5. Загуба на трудови години (DALYs) от различни заболявания, предизвикани от шум и стойности на тегловния фактор (**DW**) [5].

Заболяване	DALYs	DW
Нарушения на съня	903 000	0,070
Раздразнителност	654 000	0,020
Исхемична болест на сърцето	61 000	0,350
Влошаване на когнитивните способности на децата и ученици	45 000	0,006
Тинитус (шум в ушите)	22 000	0,122
Общо	1 685 000	

Икономически аспекти на шумовото замърсяване

Икономическото въздействие включва паричното изражение на последиците от шума. То се определя от следните фактори [4]:

- икономическото въздействие върху промишлеността;
- икономическото въздействие върху обществото.

Икономическото въздействие върху автомобилната индустрия включва разходи за развойна дейност и производство на нови и усъвършенстване на съществуващите модели по отношение на шума. При вариант на политиката „Нов метод за изпитване и

намаляване на граничните стойности на шума, въведени на два етапа” тези разходи възлизат на 6 млрд. EUR [4].

Икономическото въздействие върху обществото включва следните основни елементи:

- очаквани ползи от намалението на шума в парично изражение;
- ползи от икономии на здравни разходи;
- ползи от икономии от намаляване на шума.

Идентифицираните здравни проблеми, свързани с експозицията на шум, водят до следните видове разходи:

- разходи за медицински грижи (преки разходи);
- производствени загуби (преки разходи);
- страдание и скръб (нематериални разходи).

От анализа на икономическото въздействие на шумовото натоварване става ясно, че негативните въздействия са, както за автомобилната промишленост, така и обществото. Намаляването на акустичното натоварване би допринесло до съществено понижаване на разходите за медицински грижи.

По настоящем не съществува утвърдена и общоприета методика за определяне на всички елементи на икономическото въздействие от намаляването на шумовото въздействие както в Европа, така и в България. Приблизителни оценки са направени в някои държави на ЕС. Установено е, че годишните ползи за здравето на ЕС-27 (500 милиона) възлизат на 84,5 милиона евро намаление на шума с 1dB(A), което е еквивалентно на 5,92 EUR на човек за dB(A) годишно [4].

По-тясното координиране и интегриране на управлението на качеството на въздуха и на шума чрез въвеждане на единни показатели и методика за оценка, особено за натоварените точки по пътищата, би допринесло за извършване на по-задълбочен анализ.

3. Заключение

От анализа на екологичното, социално и икономическо въздействие на шума върху населението може да се направят следните изводи:

- Шумът от автомобилния трафик е основен фактор за замърсяване на околната среда.
- Степента на дискомфорт и смущенията на сън на хората поради еспозиция на високи нива на шум засягат голяма част от население на агломерация София.
- Икономическите аспекти на високите шумови нива засягат както автомобилната промишленост, така и обществото.

Следва да се отбележи, че за оценка на екологичното, социалното и икономическото въздействие на шумовото натоварване върху населението не е разработена общовалидна методика, което възпрепятства провеждането на задълбочени изследвания.

Интегрираната оценка по отношение качеството на въздуха и шума въз основа на комплексен анализ на екологичното, социалното и икономическото въздействие на емисиите и шума в околната среда от автомобилния и останалите видове транспорт би допринесла в значителна степен за идентифициране на проблемите и формулиране на стратегии за подобряване на акустичната и емисионна обстановка.

Литература

1. World Health Organization. Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe. 2011.
2. Strategocheska karta na shum v okolnata sreda na ag;omeracia Sofia. GIS-Sofia EOOD I Spektri EOOD, 2009.
3. Naredba №6/26.06.2006 za pokazatelite za shum v okolnata sreda, otchitashti stepenta na discomfort prez razlichnite chaste na denonoshtietoq granichnite stoynoati na pokasatelite za shum v

okolnata sreda, metodite za ocenka na stoynostite na pokazatelite za shum I na vrednite efekti ot shuma varhu zdraveto na naselenieto. DV, br.58/18.07.2006.
4. Commission staff working paper for impact assessment. Accompanying the document Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on the sound level of motor vehicles SEC(2011)1505.
5. Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise - Declaration by the Commission in the Conciliation Committee on the Directive relating to the assessment and management of environmental noise.
6. Position paper on dose response relationships between transportation noise and annoyance Working Group 2 Dose/Effect European Commission20 February 2002.
7. Position paper on dose-effect relationshins for night time noise. Working Group on Health and Socio-Economic Aspects European Commission. 11 November 2004.

За контакти: 1. Ass. PhD Eng. Miryana Evtimova, University of transport, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-366, e-mail: mevtimova@vtu.bg.
2. Assos. prof. PhD Eng. Penko Petkov, University of transport, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-420, e-mail: ppetkov@vtu.bg.

Докладът е рецензиран.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ИЗКУСТВЕНИ НЕВРОННИ МРЕЖИ ЗА МОДЕЛИРАНЕ НА ПЛЪТНОСТТА НА СИНТЕРОВАНИ СПЛАВИ

Десислава Минчева, Венцислав Николов

THE APPLICATION OF ARTIFICIAL NEURAL NETWORK FOR MODELING THE DENSITY OF SINTERED ALLOYS: In this paper, an artificial neural network (ANN) approach for exploring the prediction of the PM process parameters, particularly sinter density of iron based compacts, is derived. The model is based on three layer neural network with back propagation learning algorithm. The training data are collected by the experimental setup in the laboratory. The predicted density of neural network model, coincide well with the experimental density.

Key words*: PM iron based sintered parts, ANN*

ВЪВЕДЕНИЕ

В областта на праховата металургия създаването на модели на ИНМ намират широко приложение за прогнозиране на важни свойства на синтерованите материали [1,2,3,4]. Основните технологични параметри, които имат определящо влияние върху спичането, са температурата, скоростта на нагряване и продължителността на процеса. Допълнително въздействие оказват и свойствата на изходния прах или механична смес, порестостта на пресовките, атмосферата на спичане и др. Не съществува общоприет критерий за оценка на степента на спичане поради голямото разнообразие на спичаните изделия и изискванията по отношение на свойствата им. В много случаи степента на спичане се определя от изменението на плътността на изделията. Всички посочени параметри, имащи отношение към качествата на крайните спечени изделия, могат да се прогнозират с методите на изкуствените невронни мрежи.

Целта на настоящето изследване е на база на събрани достоверни експериментални данни, да се предложи модел на изкуствена невронна мрежа за симулация и прогнозиране на плътността след спичане на сплави на база легирани и нелегирани железни прахове, спичани в различни спичащи атмосфери и при различни скорости на нагряване.

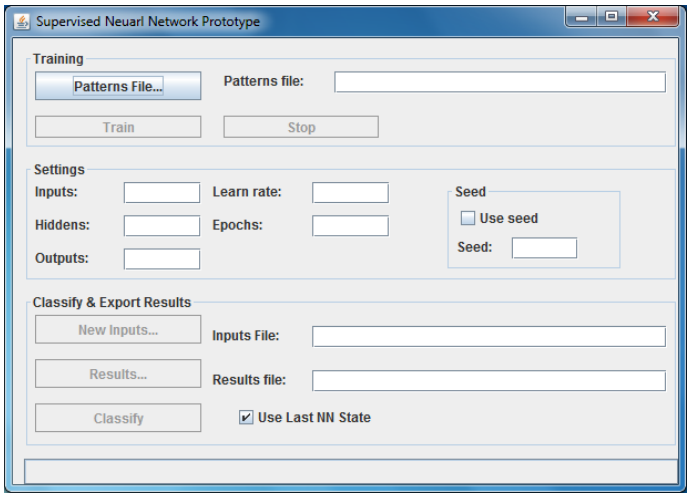
ИЗЛОЖЕНИЕ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ЧАСТ

За реализация на изскуствената невронна мрежа в настоящето изследване е създаден приложение-програмен продукт, разработен на език за програмиране Java, работещ след инсталиране на Java Runtime Environmen.

Стартирането на приложението става чрез файл StartOnWindows.bat за операционна система Windows. На фиг.1 е показан общ изглед на приложението при начално стартиране.

Изборът на входните параметри е важен аспект при моделиране с невронна мрежа. Обикновено този избор се основава на физическата основа на изследваните процеси. Всички съответни параметри, влияещи върху изходните резултати трябва да бъдат представени във входните данни на невронната мрежа.

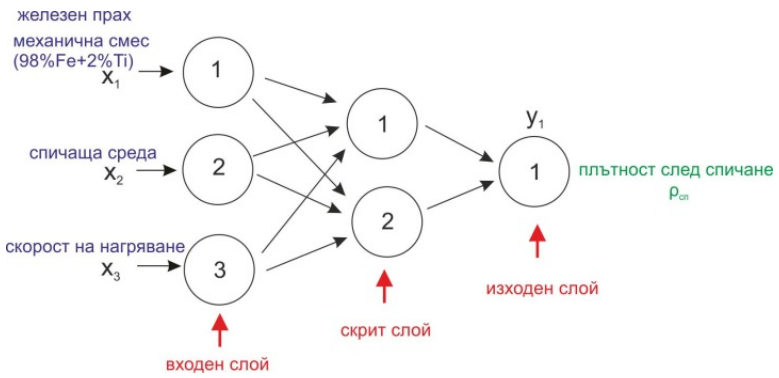


Фиг.1. Приложението при начално стартиране

Тъй като структурата и свойствата на синтерованите изделия до голяма степен се определят от свойствата на изходните прахове или смеси, както и от технологичните режими на формоване и спичане, в настоящата работа като входни параметри () са използвани:

- ✓ вид на железния прах или тип механична смес;
- ✓ защитна атмосфера на спичане;
- ✓ скорост на нагряване на пресовките.

Тези фактори оказват влияние, както върху качествата на формираната структурата така и върху плътността след спичане на ПМ изделия.



Фиг.2 . Схематичен модел на ИНМ за симулация и прогнозиране на плътността на синтеровани сплави след спичане в различни спичащи среди при различни скорости на нагряване

За създаване на модела на ИНМ са събрани и използвани експериментални данни относно плътността след спичане на образци изработени от различни търговски марки железни прахове - нелегирани и легирани, както и на механични смеси с добавка на Ti в съотношение 98тегл%Fe+2тегл.%Ti. За подобряване точността на класификация и прогноза с мрежата е необходимо по-голямо количество експериментални данни. Поради това са използвани и данни, взаимствани от разработки на други автори.

В табл. 1 е представена извадка на данните, участващи при създаването и функционирането на ИНМ.

Таблица 1

Извадка с експериментални данни

Прахове/механични смеси	Спичаща среда	Скорост на нагряване, °C/min	плътност след спичане, ρ g/cm^3
DistaloySA+2%Ti	водород	2	6,13
DistaloSAy+2%Ti	водород	10	6,25
DistaloySA+2%Ti	водород	30	6,24
DWP200+2%Ti	водород	2	6,37
DWP200+2%Ti	водород	10	6,38
DWP200+2%Ti	водород	30	6,14
DP200+2%Ti	водород	2	6,38
DP200+2%Ti	водород	10	6,25
DP200+2%Ti	водород	30	6,18
ASC100.29+2%Ti	водород	2	6,38
ASC100.29+2%Ti	водород	10	6,25
ASC100.29+2%Ti	водород	30	6,18

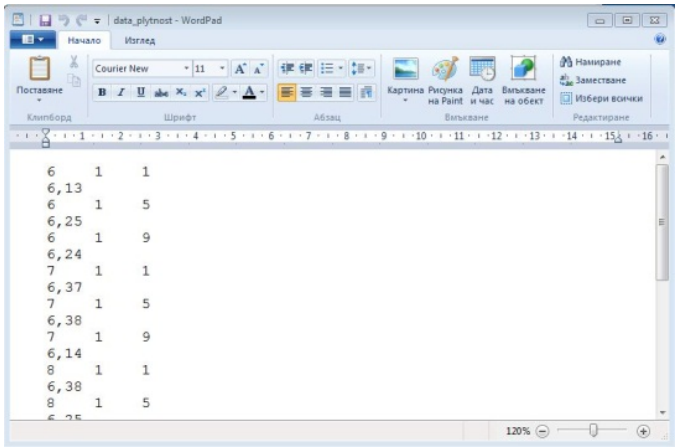
Известно е, че ИНМ работят само с количествени характеристики, затова е необходимо данните за двойката входни/изходни параметъра да бъдат представени в цифров формат. На табл. 2 е показано кодирането на входните параметри по отношение на използваните марки железен прах и механични смеси, видовете спичащи атмосфери и скоростите на нагряване.

Таблица 2

Кодиране на входните параметри

Марки прахове		**Спичаща среда**		**Скорост на нагряване**	
Марка	Код	Среда	Код	Скорост	Код
DistaloySA	1	водород (100%)	1	2	1
DWP200	2	смесена (H95:N5)	2	10	5
ASC100.29	3	смесена (H75:N25)	4	30	9
AstaloyCrL	4	смесена (H50:H50)	6		
SC100.26	5	смесена (H5:N95)	8		
DistaloySA+2%Ti	6	азот(100%)	9		
DWP+2%Ti	7				
DP200+2%Ti	8				
ASC100.29+2%Ti	9				

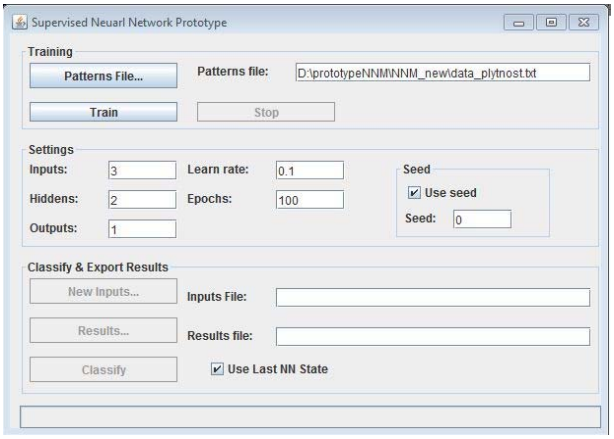
В настоящето изследване за обучаващи примери са взети около 2/3 от наличните експериментални данни. Обучаващия пример съдържа информация за входния вектор: вид на материала (железен прах/механична смес, спичаща среда, скорост на нагряване), както и за изходния вектор в случая плътността след спичане. На фиг. 3 по-долу е показано изображение с част от данните на обучаващия пример.



Фиг.3 Част от входни данни за обучение на мрежата

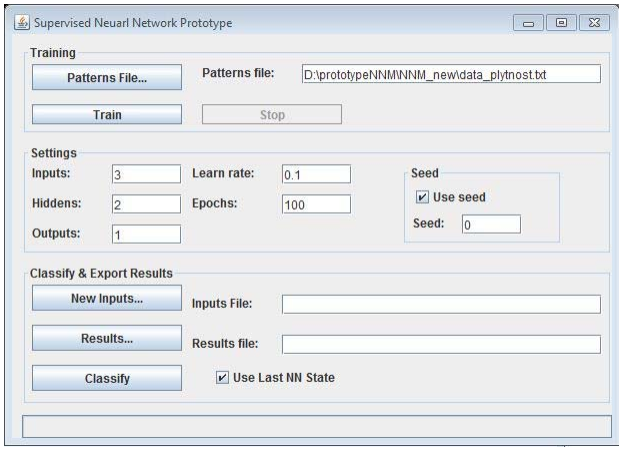
Обучение на невронната мрежа

След избор на файл с входни данни (фиг.4) автоматично се попълват данните в полетата на групата Settings и невронната мрежа може да бъде обучена. Бутонът Train става активен.



Фиг.4. Приложение при избран файл с входни данни

Обучената невронна мрежа (фиг.5) е готова и може да се използва за класификация или прогнозиране, чрез генериране на изходни данни по подадени нови непознати входни данни.

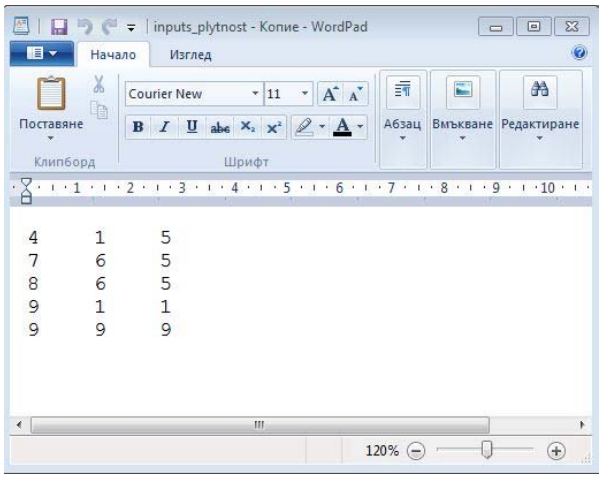


Фиг.5. Приложение при обучена невронна мрежа

Класификация/прогнозиране с невронната мрежа

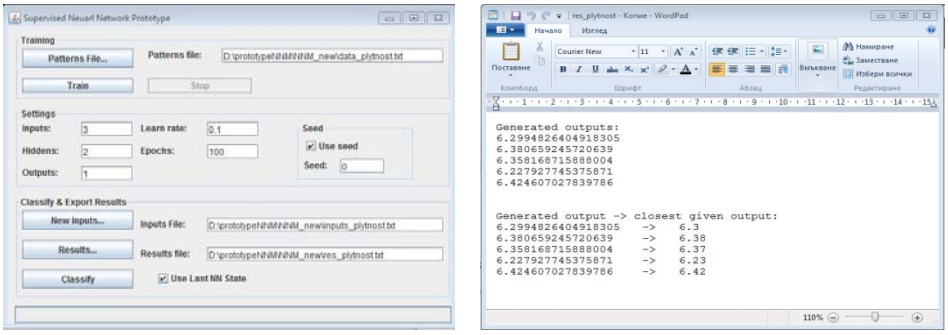
Чрез бутона New Inputs... може да се избере файл с нови входни вектори за обучена невронна мрежа (фиг.24). Всеки входен вектор трябва да е на нов ред и размерността му трябва да е същата като тази на входните вектори използвани при

обучението. Новите входни вектори не трябва да са взели участие във фазата на обучение на невронната мрежа, тъй като за тях ще се генерират резултати.



Фиг.6. Файл с нови входни вектори неучаствали в обучението

Преди да се генерират резултатите трябва да се зададе изходен файл за резултатите. В него за всеки вектор от файла с новите непознати входни вектори се генерира изходен вектор. Файлът с резултати е разделен на две секции (фиг.7б). В първата част са записани генерираните изходни вектори, а във втората са записани генерираните вектори и най-близките до тях познати изходни вектори, използвани във фазата на обучение на невронната мрежа.



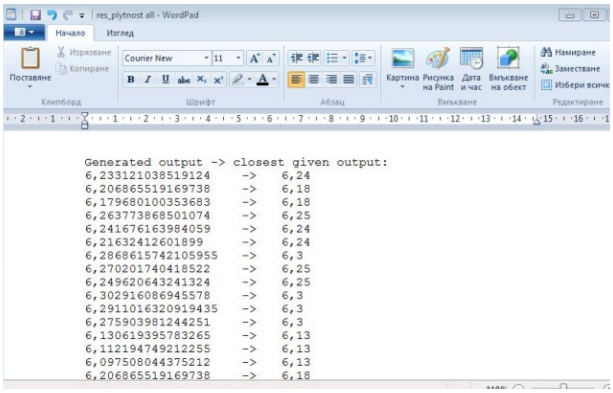
а) б)

Фиг.7. Приложение при готовност за класификация – а;
Изображение на генериран файл с изходни резултати – б

Тестване на обучената невронна мрежа

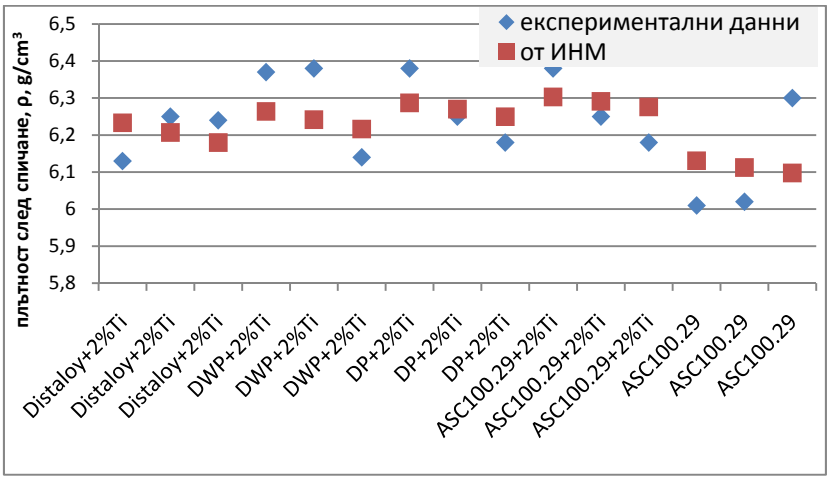
След обучение на невронната мрежа за прогнозиране на резултатите относно плътността след спичане на различни по вид железни прахове и смеси спичани в различни газови атмосфери бе направено и тестово изпитване за адекватност на приложимостта на създадената ИНМ.

Най-логичния начин за проверка е залагането на всички експериментални данни като нови входни вектори с цел да се установи съответствието им с генерираните резултати от вече обучената ИНМ.



Фиг. 8. Изображение на генериран файл с тестови изходни резултати

На посочената извадка (фиг. 8) с генерирани тестови изходни резултати се вижда, че получените данни относно плътността са близки до експерименталните, но тъй като проектираният модел е изцяло "статистически", се очаква леко несъответствие на генерираните резултати с експерименталните. Това ясно се вижда на фиг. 9, където според сравнителните графики на диаграмата симулираните от ИНМ резултати за плътността са близки до действителните експериментално заложени данни.



Фиг. 9. Сравнителни графики с експериментални данни и данни от ИНМ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Създаден и разработен е модел на невронна мрежа и е реализирано програмно приложение за симулация и прогнозиране на плътността след спичане на различни видове ПМ синтеровани сплави в условия на различни спичащи среди и скорости на нагряване.
2. След обучение реализираната ИНМ по разработения модел показа много добро съответствие при симулация и прогнозиране на плътността на изследваните материали.
3. Анализът на резултатите от моделирането с ИНМ може да се използва с успех за оптимизиране технологичния режим при получаване на синтеровани материали

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Drndarevic D. and B. Reljin, Accuracy Modelling of Powder Metallurgy Process Using Backpropagation Neural Networks, Powder Metallurgy, Vol. 43, No.1, 2000, 25-29

[2].Drndarević D., M. Djuričić Modelling of Dimensional Changes During Sintering, Science of Sintering, 37 (2005) 181-187

[3].Mustafa Taskin, Halil Dikbas, Ugur Caligulu, Artificial neural network (ANN) approach to prediction of diffusion bonding behavior (shear strength) of Ni-Ti alloys manufactured by powder metalurgy method, Mathematical and Computational Applications, Vol. 13, No. 3, pp. 183-191, 2008.

[4].Ohdar R. K., S. Pasha, Prediction of the Process Parameters of Metal Powder Perform Forging Using Artificial Neural Networks (ANN), Journal of Materials Processing Technology, Vol. 132, No. 1-3, 2003, 227-234

За контакти:

ас. инж.Десислава Минчева, Технически Университет Варна,
гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383-302, e-mail: mincheva_d@abv.bg

ВЛИЯНИЕ НА СРЕДАТА НА СПИЧАНЕ ВЪРХУ СТРУКТУРАТА И СВОЙСТВАТА НА ЖЕЛЕЗНИ СИНТЕРОВАНИ СПЛАВИ С ДОБАВКА НА 2%Ti

INFLUNCE OF THE SINTERING ATMOSPHERE ON THE STRUCTURE AND PROPERTIES OF IRON SINTERED ALLOYS WITH ADDITION OF 2%Ti.

Десислава Минчева

The sintering process of iron based alloys with addition of titanium has been studied. Sintering process was carried out in a horizontal NETZSCH 402E dilatometer. Heating up to the isothermal temperature of 1120°C was performed at 10°C/min heating rate. The atmosphere used during current investigations was also variable parameter in terms of hydrogen/nitrogen ratio. The influence of heating conditions on dimensional changes was also discussed.The metallographic analysis and measurements of micro-hardness are also used.

Key words: *PM iron based sintered parts, Titanium, sintering atmosphere, hydriding/dehydriding*

ВЪВЕДЕНИЕ

Интересът към на използването на титан (Ti) като легиращ елемент в праховата металургия датира от началото на 80-те години на XX век. Получаването на тези сплави по металургичен път е свързано с редица трудности поради повишената активност на титана спрямо кислорода, азота и водорода, необходимост от вакуумни спичащи пещи, работещи с аргон и постоянен контрол на параметрите на газовата среда.

Процесът на спичане на Fe-Ti прахови смеси е изследван от много автори, като Kiebeck, German, Kivalo,Cias, Скороход и др [1,2,3,4]. В техни публикации се изследва спичането във вакуум. В други литературни източници [5,6,7] е разгледано спичането във водородна среда. Установено е, че водородната среда оказва редукционно въздействие върху металната матрица. Освен това в процеса на нагряване се формират TiH_2, които са неустойчиви и се разлагат бързо с повишаване на температурата.

Целта на настоящето изследване е да се проследи поведението на Fe-Ti прахови смеси при спичане във водородна и азотна среда, и да се установи влиянието на средата на спичане върху качествата на формираната структура. Избраните среди взаимодействат по различен начин с нагряваната желязна структура. Водородната среда е активна газова среда, която притежава силно редукционно действие по отношение на железните оксиди, редуцира ги в процеса на спичане и така спомага за активното спичане. Азотната среда в сравнение с водородната е инертна по отношение на спичащите се материали - не очиства металните оксиди и има предимството, че е взривобезопасна по време на спичане

ИЗЛОЖЕНИЕ

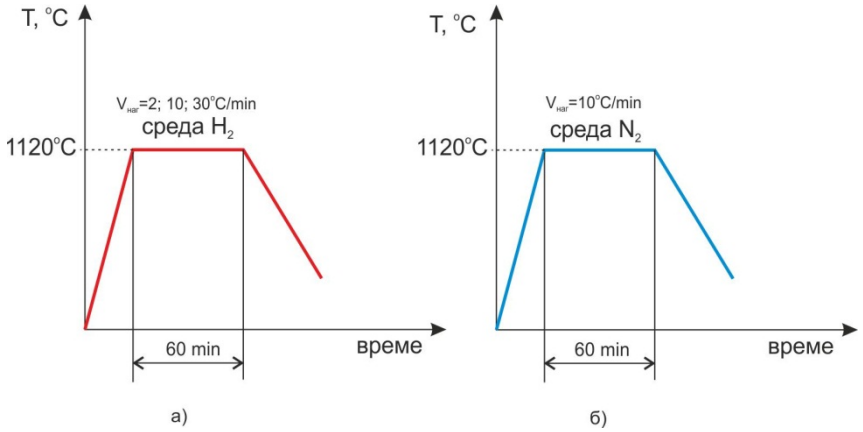
Експериментална част

За изработване на образците са използвани два вида железни прахове: дифузионно легиран DistaloySA (1,5%Cu, 1,75%Ni, 0,5%Mo) на Hoganas – Швеция и DP200, DWP200 на Powder factory of Bizau, Romania. От тези прахове е изготвена прахова смес в съотношение 98тегл.%Fe+2тегл.% Ti. Титановия прах използван в механичните смеси е получен по електролизен метод.

От механичните смеси са изработени пресовки с размери 4x5x15mm, при използване на пресово натоварване 500MPa.

Спичането е осъществено лабораторен дилатометър NETZSCH 402E при режими на спичане посочени на фиг. 1.

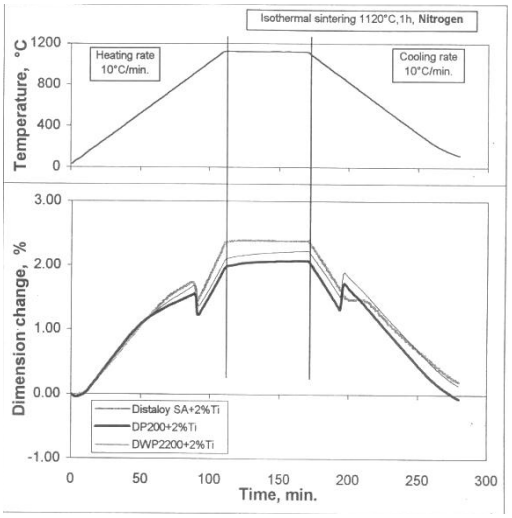
В процеса на спичане на всяка проба се записват дилатометрични криви. Спечените проби са изследвани металографски. Определена е микротвърдостта и плътността след спичане.



Фиг.1. Време температурни режими на спичане

Резултати и анализ

На фиг. 2 са представени дилатометрични криви на изследваните материали, спичани в азотна среда. При нагряване в тази среда дилатометричните криви имат характер на изменение като на пробите изработени от чисто железни прахове. За краткия температурен интервал на нагряване (T=400-700°C) не се формират нитридни фази, които да са причина за резки деформационни изменения.



Фиг.2. Дилатометрични криви на спичане в азотна среда

Съпоставяйки дилатометричните криви на спичащите среди се вижда, че Fe-2Ti сплавите се спичат като чисто желязо без каквито и да е изменения в

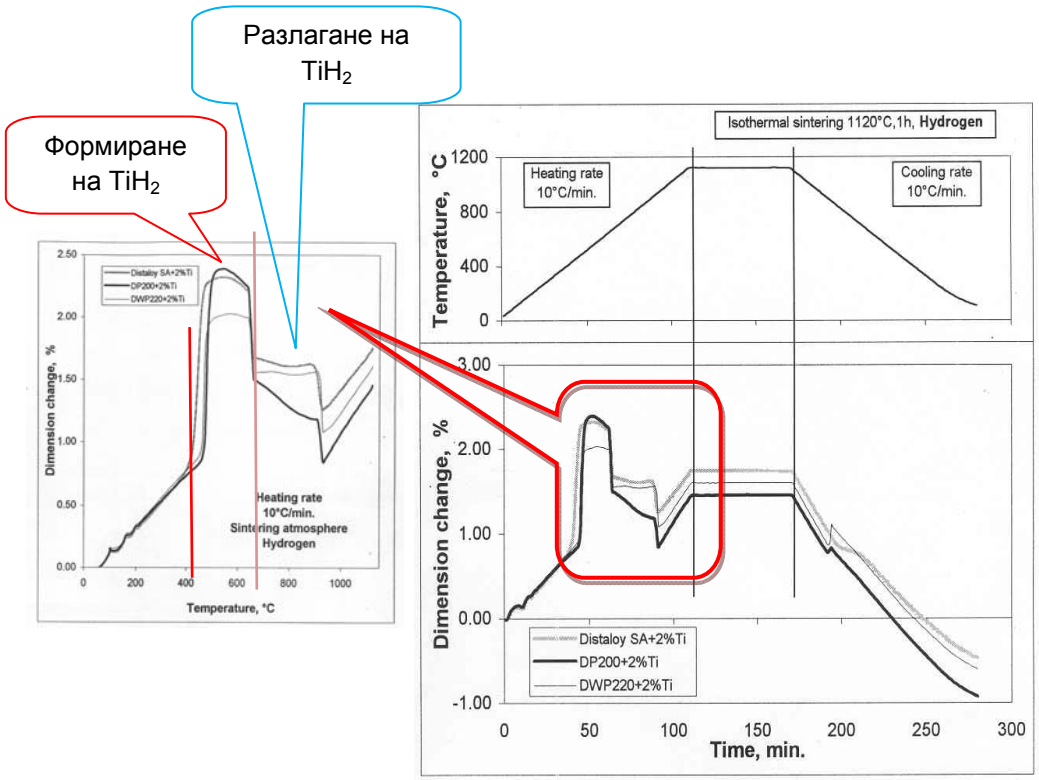
температурната област 400-700°C. Титанът е полиморфен метал и неговото полиморфно превръщане протича при T=882°C. Поради малкото количество титан в механичните смеси полиморфното αTi↔βTi превръщане не се регистрира на дилатометричните записи. Отчита се само фазовото αFe↔γFe превръщане.

От кривите се вижда, че до температура T=580°C наблюдаваната линейна зависимост на увеличаване на размерите е вследствие на термично разширение на пробите. За трите вида проби, то е еднакво ΔL/Lo=1,47% - практически видът на железния прах и плътността на пресовките не оказва влияние на разширение до тази температура. Различие в скоростта на раздуване на пробите се появява при увеличаване на температурата до температура на фазовото превръщане на желязото (T=911°C). В по-голяма степен нарастват размерите на пробите, изработени от DistaloySA+2%Ti и DWP+2%Ti (ΔL/Lo е съответно е 1,69 %, 1,66 %), а за тези от смесите DP.200+2%Ti, Δ L/Lo е 1,54%.

За разликите при нагряването на пробите в α-областта, могат да се посочат факторите, които са в основата на състоянието на пресовките, а именно различната им плътност, степента на деформираност, неравномерна деформация и рекристализация на металната фаза. И други процеси, които протичат на контактната повърхност на спичаща се матрица, като изпарение на влага, повърхностната дифузия имат отражение на процеса на спичане и на свойствата на пресовките. Видът и степентта на проявяване на тези фактори е различна за различните видове пресовки. При пробите изработени от Distaloy SA + 2%Ti причина за по-голямото раздуване може да се приема по-ниската плътност на пробите, докато при тези от DP+2%Ti забавеният ход на нарастване на размера се свързва с по-пълно протичане на рекристализационните процеси в деформираната структура и по-ранната междучастична събирателна кристализация

При температурата на фазовото превръщане αFe→γFe се наблюдава свиване и процента на свиването е еднакъв за трите вида проби. Нагряването в областта на аустенита до температурата на изотермично спичане рязко увеличава размера на образците - до Δl/Lo=1,8-2,2 %. С по-голяма скорост нараства размера на пробите от дифузионно легирания прах DistaloySA и по-време на целия спичащ процес раздуването им остава най-голямо. При същите проби фазовото превръщане γFe→αFe не се извършва при постоянна температура, както при пробите от нелегиран железен прах фиг. Това показва, че в спечената структурата се формира легиран аустенит, който не претърпява фазово превръщане.

Характерът на дилатометричните криви при спичане на различните видове пресовки във водородна среда показва различия в сравнение спичането в азотна среда. В чиста водородна среда спичането протича със съществено раздуване на пробите (ΔL/Lo,%) в температурния интервал на най-високата активност на Ti към водорода (T=420-680°C). Това се дължи на взаимодействие на титановите частици със спичащата водородна среда, в резултат на което се формират титанови хидриди, характеризиращи се с по-голям обем [5,6]. Пикът на диференциалната кинетична темепературна крива, отчита екзотермичен ефект, свързан с появата на нова фаза (TiH_2). При T=610-620°C е отчетена максимална стойност на относителното удължение (ΔL/Lo≈2-2,4%).



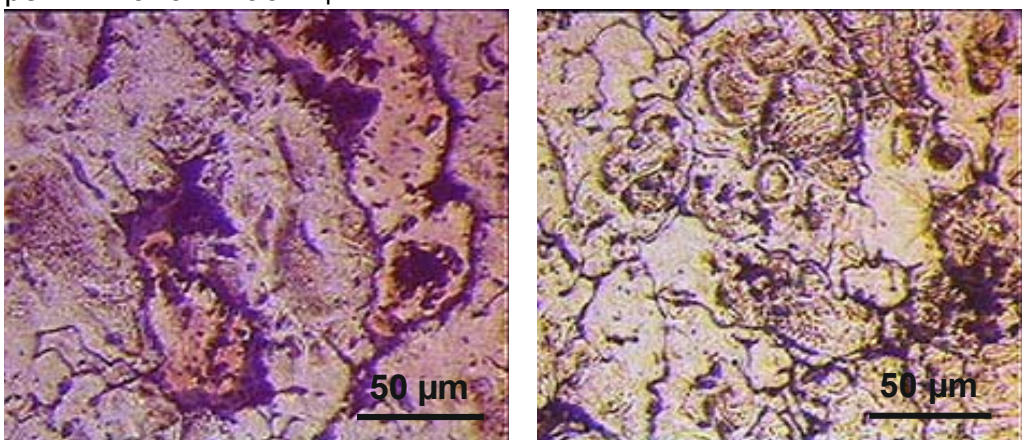
Фиг.3.Дилатометрични криви на спичане във водородна среда

Прави впечатление, че най-съществено е раздуването на пробите изработени от механичните смеси DP200+2Ti и DWP200+2Ti. Формираните TiH_2 съединения са неустойчиви, като в процеса на нагряване при температури над T=700°C, се разлагат по реакцията:

$$\mathbf{TiH_2} \xrightarrow{700^\circ} Ti+H_2$$

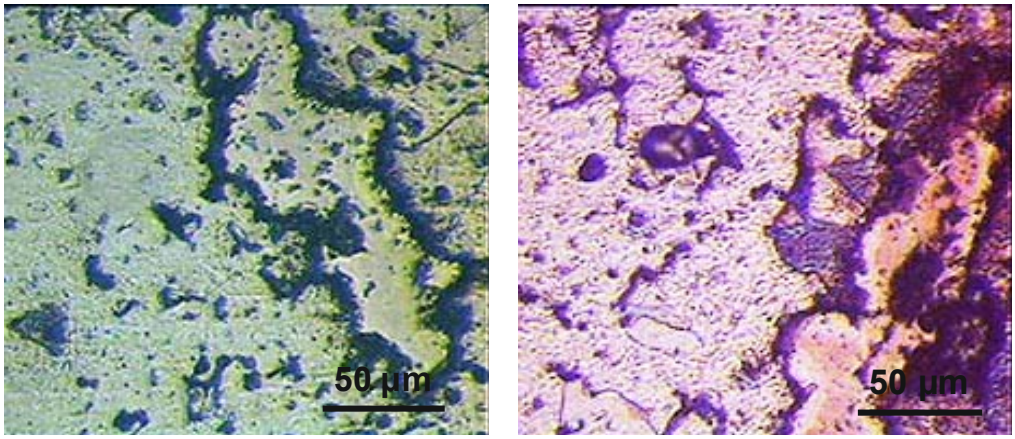
което на дилатометричната крива се отчита като рязко свиване на пробите.

На фиг. 4, 5 и 6 са показани микроструктури на спечените сплави DistaloySA+2%Ti, DWP200+2%Ti и DP200+2%Ti. Структурите се характеризират с нехомогенност - основната метална фаза е ферит, а в местата на контактите на ферита с титановите частици се наблюдава разнообразие от структури - легиран с титан ферит, титанови съединения (нитриди, оксиди, интерметалиди), евтектики, неразтворени титанови частици.

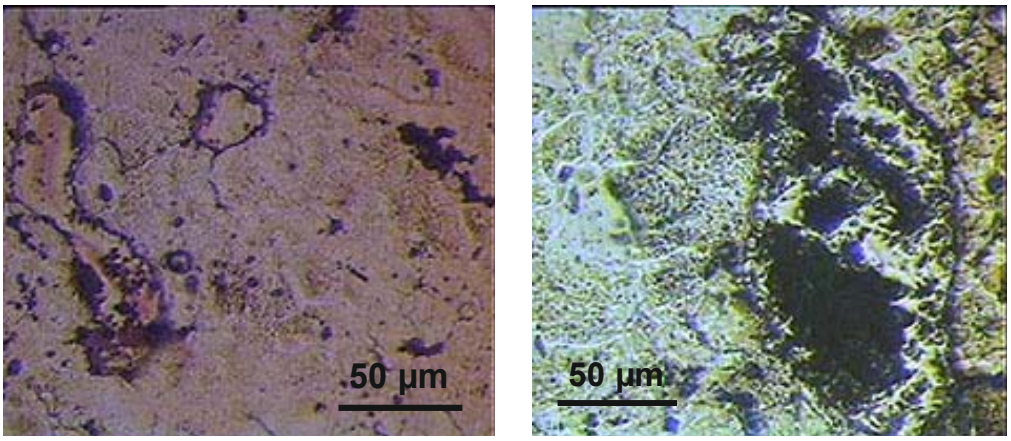


Фиг.4. Микроструктури след спичане във водородна среда на проби изработени от механична смес DistaloySA+2%Ti

Вследствие активността на титана да взаимодейства със спичащите газови среди се подтиска дифузионната подвижност на атомите на двата компонента и превес имат химичните взаимодействия.



Фиг.5. Микроструктури след спичане във водородна среда на проби изработени от механична смес DWP200+2%Ti



а) б)

Фиг.6. Микроструктури след спичане в азотна среда на проби изработени от механична смес DP200+2%Ti (а); DsitaloySA+2%Ti (б)

Образувалите се фази следствие течнофазното спичане имат много висока микротвърдост над 1000-1400HV0.05. Металографски регистрираната по-висока порестост на структурата в тези места (около тинановите съединения) се свързва с предшестващата течната фаза. Образуваната дифузионна порестост е вследствие транспортиране на течни фази чрез порестите канали към феритните зърна, а и на по-голямата дифузионна подвижност на титановите атоми в кристалната решетка на желязото.

Основната феритна матрица има различни микротвърдости и те зависят от вида на изходния прах. По-високи микротвърдости са отчетени при пробите изработени от механичната смес на базата на дифузионно легирания прах прах DistaloySA+2%Ti, (100-350HV0.05). Измерените микротвърдостти на пробите изработени от механичните смеси на базата на нелегираните прахове DWP200 и DP200 са почти еднакви, като стойностите са 50-250HV0.05. По-високите стойности

на микротвърдостите (300-400HV0,05) при всички проби са отчетени в зоните на легирания с титан ферит.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спичането на Fe-2Ti пробите съществено се влияе от спичащата среда:

- Спичането в чисто водородна (редукционна) среда протича със съществено раздуване (увеличаване на дължината на пробата) ($\Delta L/Lo \approx 2$-2,4%,) в температурния интервал на най-висока активност на титана към водорода (T=350-650°C). Най-съществено е раздуването при пробите DWP+2%Ti.
- При спичане в неутрална азотна среда в същия температурен интервал пробите се раздуват по-малко ($\Delta L/Lo \approx 1,47\%$,)

Микроструктурите на Fe-2Ti спечените сплави представляват ферит и продуктите на взаимодействие на Fe-Ti – интерметални съединения TiFe, $TiFe_2$.

Микротвърдостта на феритната основа е 100-250HV0.05 за механични смеси на основа нелегиран железен прах, а за механичната смес на базата на дифузионно легирания прах прах DistaloySA+2%Ti, (100-350HV0,05). В зоните на легирания с титан ферит микротвърдостта е 300-400HV0,05, а на интерметалните съединения 1000-1500HV0,05 обобщена за всички спичащи среди.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Kivalo L., Grigorenko N. Contact interaction between the liquid and solid phases in the dispersion Ti-Fe, Powder Metallurgy №9, 1988 [Kontaktnoe vzaimodejstvie mejdu zidkoj I tverdoj fazami v dispernoj sisteme Ti-Fe, Poroshkavaia metalurgiq№9, 1988]

[2]. Kivalo L., Skorokhod V., Grigorenko N.F,The volumetric changes during sintering of compacts of blends of powders of titanium and iron, Powder Metallurgy №, 1982[Obemnie izmenia presovok iz smesei poroshkov titana I jeleza Poroshkavaia metalurgiq№7, 1982]

[3]. Kivalo L., V. Skorokhod, V. Petrishchev, Dilatometric study of sintering processes smeey compacts from powders of titanium and iron, Powder Metallurgy 7, 1982, 26-29p.[Dilatometricheskoe izsledovanie procesov spekaniq presovok iz smesej poroshkov titana I jeleza]

[4].Cias A., Stoytcev M., The study of transient liquid phase reactive sintering in the iron titanium system, Journal of Materials Science and Technology, vol.5, N2, 1997, p.3-15

[5 .Antonova M. Privalov Y. Peculiarities sintered compacts of a mixture of titanium and iron powders in hydrogen, Powder metallurgy №4, 1986 [Osobenosti spekania presovok iz smesi poroshkov titana I zeleza v vodorode]

[6]. M. .Antonova, Horpyakov O. Homkno T. Volume change during sintering a mixture of titanium and nickel powders in a vacuum and hydrogen, Powder Metallurgy, 1991 kn.4, 34-39s.[Obemnie izmeneia pri spekania smesi poroshkov titana I nikelja v vakume I vodorode]

[7].Harizanova S. Rusev P., E. Rusev, Petkov P., Pechonka T. Behavior on samples from iron titanium powders mixture at sintering in H_2 and N_2 , II of the International Scientific-Technical Congress "Mechanical Engineering" 99, Varna 1999 [Povedenie na probi ot jeliazo titannovi prahovi smesi pri spichane v H_2 I N_2 gazovi sredi]

За контакти:

ас.инж. Десислава Минчева, Технически Университет Варна,
гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383-302, e-mail: mincheva_d@abv.bg

ВЫБОР ВИДА ФУНКЦИИ ТРАНСПОРТНОГО ТЯГОТЕНИЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ, ПРОХОДЯЩИХ ЧЕРЕЗ ЦЕНТР ГОРОДА

SELECTION OF TRAFFIC ATTRACTION FUNCTION FOR TRANSIT TRAFFIC FLOW THROUGH DOWNTOWN

D. V. Zasiadko

Abstract: The problem of transit traffic through downtown is shown. The problem of origin-destination matrix calculation for transit traffic through downtown is described. The aim of current stage of research is to select a proper attraction function for gravity model. Some samples of attraction function are considered. The new kind of attraction function is proposed. The question of traffic flow measurement accuracy is also mentioned.
Keywords: traffic flow, origin-destination trip matrix

1. Введение:

Одной из причин транспортных заторов в центральной деловой части современного крупного города с радиальной или радиально-кольцевой планировочной схемой являются проходящие через центр города транзитные относительно центра города транспортные потоки между периферийными районами [1]. Для отведения этих потоков можно создавать транспортные связи в обход центра в виде транспортных колец и эстакад. Для обоснования необходимости постройки дополнительных транспортных связей в конкретных местах и обоснования необходимой пропускной способности этих связей нужна информация об интенсивности транспортных потоков, которые пойдут через эти связи, а для этого необходимо получить матрицы транзитных относительно центра города транспортных корреспонденций. Одним из актуальных и доступных способов получения этих матриц является расчёт с использованием гравитационной модели распределения транспортных корреспонденций. Исходными данными для построения матрицы здесь являются объёмы отправления и прибытия транспортных средств в периферийные районы и в центр города, а также топология улично-дорожной сети. Фактические данные об объёмах отправления и прибытия для периферийных районов можно получить в результате замеров интенсивности входящих и исходящих потоков в контрольных точках въезда и выезда в центральную часть города на радиальных магистральных улицах [1].

Очередной задачей наших исследований является определение вида функции транспортного тяготения. Разные исследователи предлагают разные виды этой функции и учитывают разные факторы, влияющие на транспортное тяготение. Отсутствие единого вида функции транспортного тяготения, необходимость калибровки для некоторых видов функции требует дальнейших исследований в данном направлении.

2. Изложение:

Функция транспортного тяготения в гравитационной модели отображает зависимость величины транспортной корреспонденции от расстояния поездки, затрат времени на перемещение или финансовых издержек на поездку. В работе [2] упоминается вид функции тяготения, обратной расстоянию поездки

$$d_{ij} = \frac{a}{t_{ij}^{k}}, \tag{1}$$

где a и k – калибровочные коэффициенты;
i,j – номера транспортных районов отправления и прибытия;
t – время движения.

На практике при моделировании транспортных систем часто используются упрощённые варианты этой формулы [3]

$$d_{ij} = \frac{1}{t_{ij}}, \tag{2}$$

$$d_{ij} = \frac{1}{t_{ij}^2}. \tag{3}$$

В некоторых работах предлагаются функции тяготения экспоненциального вида [4]

$$d_{ij} = a \cdot e^{-bt_{ij}}, \tag{4}$$

$$d_{ij} = a \cdot e^{bt_{ij}^c}, \tag{5}$$

где b,c – калибровочные коэффициенты.

Исследователи из Германии предлагают такой вид функции под условным названием EVA [5].

$$d_{ij} = \frac{1}{\left(1+t_{ij}\right)^{\varphi\left(t_{ij}\right)}}, \tag{6}$$

где

$$\varphi\left(t_{ij}\right) = \frac{E}{1+e^{\left(F-G\cdot t_{ij}\right)}}, \tag{7}$$

где E, F, G – калибровочные коэффициенты.

В работе [6] указывается, что этот вид функции наиболее пригоден для расчёта трудовых передвижений, что является приемлемым для нашей задачи, поскольку в течении утреннего и вечернего часа «пик» в транспортных потоках преобладают трудовые и деловые корреспонденции.

Для экспериментальной проверки пригодности различных видов функций транспортного тяготения была сделана попытка расчёта матрицы транзитных транспортных корреспонденций для г.Харькова. Для этого было сделано транспортное макрорайонирование по методике [1, 7], проведен видеомониторинг транспортных потоков в контрольных точках и определены объёмы отправления и прибытия.

Таблица 1. Данные о транспортном спросе 8:00-9:00 понедельник, авт./ч.

Тр. район	1	2	3	4	5	6	7	8
Объём прибытия	989	1480	1100	690	750	720	640	1420
Объём отправления	1780	1810	1920	1010	1100	1070	650	1220
Тр. район	9	10	11	12	13	14	Центр	
Объём прибытия	1210	1740	470	370	750	790	5608	
Объём отправления	2026	2120	420	360	1260	1980	-	

В процессе расчёта матрицы корреспонденций необходимо соблюдать равенство сумм значений прибытия и отправления. Для этого используется расчётная процедура Шацкого-Шелейховского [8]. Однако, после расчётов по этой процедуре значения корреспонденций изменяются и перестают соответствовать заданному виду функции

тяготения. Пример такого изменения показан на рисунке 1. Точки-“ромбы” соответствуют заданному виду функции тяготения (обратная зависимость), точки-“квадраты” соответствуют значениям корреспонденций после выполнения расчётной процедуры Шацкого-Шелейховского. Как видно на графике, с увеличением расстояния транспортное тяготение не снижается, а, наоборот, растёт. На графике сплошной линией показан тренд роста. Аналогичные зависимости были получены и для других видов функции тяготения. Похожая ситуация происходит и в вечерний период «пик».

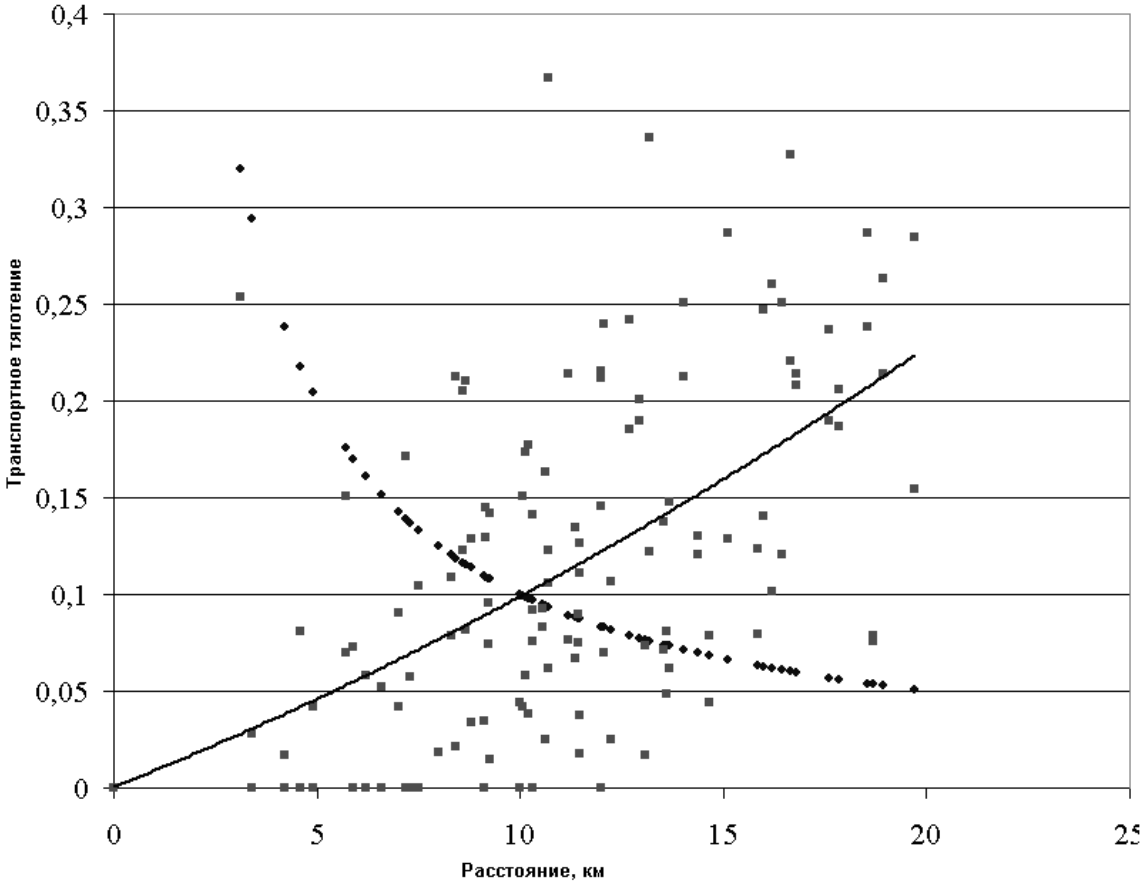


Рис. 1. Зависимость транспортного тяготения от расстояния поездки

Поскольку такое расхождение было различным для разных видов функции тяготения, было предложено сумму модулей разностей заданных объёмов прибытия и сумм прибывающих корреспонденций по всем районам использовать как критерий выбора наиболее подходящего вида функции и для калибровки её коэффициентов (формула 8).

$$K = \sum_{j=1}^{n} \left(\left| \sum_{i=1}^{n} h_{ij} - HP_j \right| \right) \rightarrow \min, \tag{8}$$

где i – номер района отправления;
j – номер района прибытия;
h_{ij} – корреспонденция из района i в j, авт/ч.;
HP_j – объём прибытия в район j, авт/ч.

Результаты анализа разных видов функции приведены в таблице 2. Наиболее подходящим видом можно считать квадратичную зависимость, при которой значение предложенного критерия получается минимальным. Для поиска значений калибровочных коэффициентов использовался метод сопряжённых градиентов, реализованный в программном обеспечении MS Excell.

Для обоснования необходимого количества замеров значений интенсивности в местах въезда/выезды в центр города, используемых в расчётах в качестве исходных данных объёмов отправления и прибытия, были проведены контрольные замеры в одно и то же время суток, день недели и в одном и том же месте. Различные исследования изменения интенсивности транспортных потоков (Н.Ф. Хорошилов, Д.А.Вулис, Я. В. Хомяк, Ю.С. Крылов, Л. А. Кероглу, М.Ф. Смирнов, А. В. Кац, W. Leutzbach и др.) показывают, что, изменение интенсивности транспортных потоков в городах носит цикличный характер [9-11]. Цикличность эта связана с цикличностью жизнедеятельности населения [10]. Так, можно выделить суточную цикличность (ночью люди спят, утром едут на работу. вечером с работы), недельную цикличность (изменение значений интенсивности в выходные дни), годовую цикличность (смена сезонов вызывает смену погодных условий, влияющих на движение автомобилей, в летний сезон увеличивается количество отпусков, и т. д.).

Таблица 2. Результаты сравнения разных видов функции транспортного тяготения

Функция тяготения, d_{ij}	Значение критерия, *K*, авт./ч	Функция тяготения, d_{ij}	Значение критерия, *K*, авт./ч
$\frac{1}{L_{ij}}$	11415	$a \cdot e^{-b \cdot L_{ij}}$ (при *b*=-0,11656 независимо от *a*)	4139
$\frac{1}{L_{ij}^2}$	15431	$a \cdot e^{b \cdot L_{ij}^2}$ (при *b*=0,005096 независимо от *a*)	4480
$a \cdot \frac{1}{L_{ij}}$ (независимо от *a*)	11415	$\frac{1}{\left(1+L_{ij}\right)^{\varphi(L)}}$, де $\varphi\left(L_{ij}\right)=\frac{E}{1+e^{\left(F-G \cdot L_{ij}\right)}}$ (E=0,733724; F=-0,5989; G=5)	4890
$\frac{1}{L_{ij}^a}$ (при *a*=-1,21767)	3840	$a \cdot L_{ij}+b$, где *a* – любое число, кроме 0; $b=-1{,}64968 \cdot a$	3787
$a \cdot \frac{1}{L_{ij}^b}$ (при *b*=-1,21767 независимо от *a*)	3840	$a \cdot L_{ij}^2+b \cdot L_{ij}+c$ *a*=-0,21058; *b*=9,459199; *c*=-28,3028	3563

Кроме того, на интенсивность движения могут влиять различные события, предвиденные (праздники, плановые ремонты проезжих частей улиц и т. д.) и непредвиденные (аварии, катастрофы, военные действия, теракты, и т.д.).

Контрольные замеры интенсивности транспортных потоков в сторону центральной части города и в обратном направлении проводились в Харькове на проспекте Науки (бывш. Ленина) по понедельникам с 8:00 до 9:00. Для документирования использовалась портативная видеокамера. Подсчёт осуществлялся по видеозаписи вручную. Интенсивность подсчитана в физических единицах, маршрутные транспортные средства не учитывались, поскольку их маршруты и график движения известны заранее и стратегически не зависят от решений их водителей. Результаты замеров следующие.

Таблица 3. Результаты контрольных замеров интенсивности

Дата	14 марта 2016 г.	21 марта 2016 г.	28 марта 2016 г.	4 апреля 2016 г.
Поток в центр, авт./ч	1322	1300	1142	1259
Поток из центра, авт./ч	772	769	618	726
Отклонение, от среднего, %	5,28	3,52	-9,06	0,26
	7,04	6,62	-14,32	0,66
Отклонение от среднего без учёта замера при возмущающем воздействии, %	2,19	0,49	-	-2,68
	2,16	1,76	-	-3,93

Как видно из таблицы, значения интенсивности потоков 28 марта заметно отличаются от значений в другие дни. По видимому, это вызвано возмущающим воздействием социально-психологического характера — переходом на летнее время, что привело к тому, что часть водителей проспали и выехали позже, чем обычно, а следовательно, не попали под обследование.

3. Заключение

Результаты расчетов и калибровок матрицы корреспонденций показывают, что известные ранее виды функции притяжения мало пригодны для расчета матриц транзитных для центра города транспортных корреспонденций при использовании транспортного макрорайонирования. После корректировки матрицы по процедуре Шацкого-Шелейховского оказывается, что функция тяготения является не убывающей, а возрастающей с увеличением расстояния. Это можно пояснить особенностями транспортных потоков, движущихся через центр города. Большинство этих транспортных корреспонденций происходит на значительные расстояния (более половины от «диаметра» города) или даже в диаметрально противоположные районы города. Использование наиболее подходящего вида функции тяготения, учитывающего вышеуказанные обстоятельства, позволит увеличить точность расчетов матрицы транзитных для центра города транспортных корреспонденций.

Значения интенсивности транспортных потоков носят стохастический характер, поскольку поток состоит из множества водителей и автомобилей, не имеющих общей цели и графика движения. Тем не менее, при условии проведения замеров в отсутствие возмущающих воздействий значения интенсивности достаточно стабильны, и отклонение от среднего не превышают принятых в инженерных расчётах 5%. Таким образом, нет необходимости в проведении длительных (по несколько десятков) серий замеров интенсивности.

Литература

1. Гецович Е. М. Засядько Д. В. (2009) Определение интенсивностей и направлений транзитных транспортных потоков в центральной деловой части города / Коммунальное хозяйство городов. ХНАМГ. Вып. 86. — Киев: «Техника» – 350-357 с.
2. Брайловский Н.О. (1978) Моделирование транспортных систем. Москва, «Транспорт» —125 с.
3. Капитанов В. Т. (1985) Управление транспортными потоками в городах. Москва «Транспорт» - 94 с.
4. Вол. М., Мартин Б. (1989) Анализ транспортных систем / Пер с англ. – Москва, «Транспорт»- 514 с.
5. Schnabel W., Lohse D., Latzsch L. (1997) Grundlagen der Straenverkehrstechnik und der Verkehrsplanung/Band 2: Verkehrsplanung 2. neu bearbeitete Auflage.: Berlin. –. – 432 p.

6. Михайлов А.Ю. Головных И. М., Лагерев Р. Ю. (2004) Оценка существующей матрицы корреспонденций на основе данных интенсивности движения / Вестник КГТУ. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, Вып. 35, 191 – 199 с.
7. Гецович Е.М., Казакова М. О., Холодова О. А. (2009) Задача делимитации центральной деловой части мегаполиса // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр./ М-во образования и науки Украины; ред.кол.: В. А. Богомолов (гл. ред.) и др. – Вып. 45. Харьков: «Издательство ХНАДУ» 52-54 с.
8. Шацкий Ю. А. (1971) Расчет схемы расселения и трудовых корреспонденций при разработке генерального плана города / Развитие системы городского транспорта. Киев. № 4. 3–14 с.
9. Highway Capacity Manual. Highway Research Board. Special Report #87, 1965, 398 p.
10. Leutzbach W. (1972) Einfuhrung in die Theorie des Verkehrsflusses. Karlsruhe, Springer-Verlag 155 p.
11. Сильянов В. В. (1977) Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения. Москва, «Транспорт», - 303 с.

Контакты: ассистент Засядько Дмитрий Владимирович. Кафедра организации и безопасности дорожного движения. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого (бывш. Петровского), 25, Харьков, Украина. тел.: +38-057-707-37-06, моб. +38-067-29-06-304.
E-mail: zdv964235@ukr.net

ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДОРОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

FEATURES OF TRAFFIC MANAGEMENT SYSTEMS

Ludmila Abramova[1], **Sergey Kapinus**[2]

Abstract. The article deals with the features of systems of traffic management from the position of ergatic systems. The elements of the structure of ergatic system of traffic management with identification and description of functions of the human operator are reviewed. Requirements for successful functioning of the human operator as an element of the control system are formulated.
Keywords: ergatic system, system traffic control, efficiency, process of traffic management, function, human operator.

1. Введение:

Современные человеко-машинные системы состоят из аппаратных средств, программного обеспечения и персонала. Эти компоненты действуют совместно для выполнения некоторой функции или достижения цели. Выполнение задачи зависит от большого числа переменных, характеризующих функции системы.

Системные функции могут осуществляться как персоналом, так и аппаратно-программными компонентами системы, или одновременно. Требования к выполнению оператором функций зависят от степени автоматизации системы.

Важнейшими задачами, возникающими при рассмотрении эргатических систем "человек-машина" является оптимальное распределение функций между человеком и машиной и исследование функциональных возможностей человека [1]. Схематическое представление современной эргатической системы показано на рисунке 1.

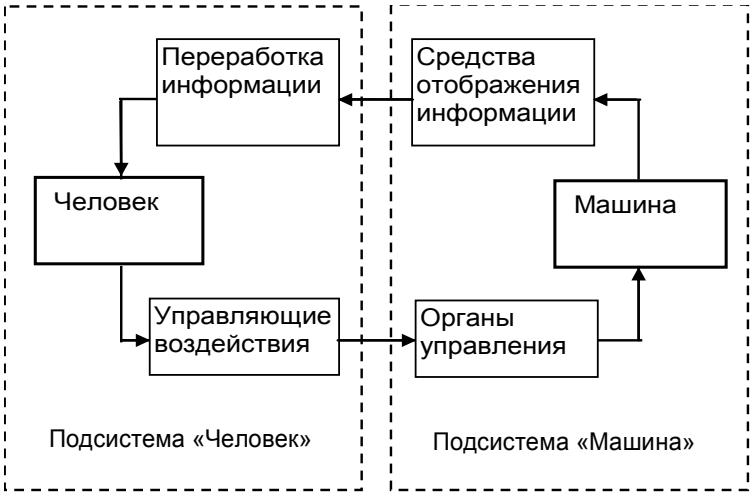


Рис. 1. Общий вид эргатической системы

2. Изложение:

Наличие такого элемента транспортной системы, как человек, дает возможность рассматривать транспортную систему как человеко-машинную систему. Активный элемент системы - человек, который имеет способность к целенаправленному поведению в меняющейся ситуации, адаптации к новым условиям функционирования системы.

На транспорте [2] человек и техника взаимодействуют в трех сферах деятельности: непосредственное управление транспортными подвижными объектами (водитель-автомобиль); дистанционное управление комплексами подвижных или неподвижных транспортных объектов (диспетчерский пункт); управление большими объектами (автоматизированные системы управления). Целью взаимодействия человека-оператора и техники (ЭВМ, измерительные и исполнительные устройства, в конце концов автомобиль) в системе управления дорожным движением (СУДД) является повышение

эффективности функционирования дорожного движения, критериями которого являются: повышение уровня безопасности, снижение задержек транспортных средств, снижение выбросов вредных веществ в атмосферу.

В системах управления дорожным движением предполагается наличие человека при их функционировании, что и дает возможность рассматривать СУДД, как эргатические системы управления дорожным движением. Даже при незначительном времени или объеме действий человека по отношению к общему действию системы его роль может оказаться решающей в достижении конечной цели.

В общем виде структура эргатической системы управления дорожным движением состоит из:

машины (М) - всего того, что искусственно создано руками человека для управления в системах управления дорожным движением (СУДД) (исполнительные и измерительные устройства, информационное обеспечение и тому подобное);

человека (Ч) - человека-оператора, который при взаимодействии с машиной выполняет определенные функции управления дорожным движением для достижения главной цели управления (обеспечение скорости и безопасности дорожного движения);

среды, которую условно можно разбить на два вида - окружающую среду (ОС) и социальную среду (СС). Окружающая среда характеризуется такими основными параметрами, как климатические условия, шум, вибрация, освещенность, запыленность, загазованность и т.д. Социальная среда характеризуется социально-экономическими и политическими отношениями в обществе.

Роль человека-оператора в СУДД при определении и анализе задач управления исключительно велика. Принятие окончательного решения в слабоструктурированных проблемах всегда сопряжено с риском и в этой связи осуществляется человеком на основе его опыта, знаний и интуиции.

Эргатическая система управления дорожным движением состоит из нескольких подсистем (рис. 2), а именно центр управления, измерительные приборы и исполнительные устройства. Эти подсистемы реализуют функциональные требования с помощью оборудования и каналов связи.

Процесс управления дорожным движением состоит из четырех основных этапов [3]:

- получение входной информации относительно параметров транспортного потока и улично-дорожной сети;
- анализ полученной информации и разработка соответствующих управляющих воздействий;
- реализация разработанных действий;
- контроль за состоянием объекта управления (выходными параметрами) для дальнейшего управления.

Согласно этапов управления, элементы системы управления дорожным движением (рис. 2) выполняют ту или иную задачу. Так измерительные устройства (ИзУ) проводят измерения основных параметров транспортного потока (интенсивность (N), скорость (V), состав транспортного потока (Кс)) и передачу их в центр управления системой (ЦУ). Этот главный элемент системы выполняет задачи расчета управляющих действий, а затем передает на исполнительные устройства (ИсУ). Объект управления (ОУ), которым являются транспортные и пешеходные потоки, получает параметры управления с помощью исполнительных устройств.

В обычных ситуациях ЭВМ центра управления дорожным движением (ЦУДД) обеспечивает оператора информацией для принятия решения и осуществляет трансформацию и передачу решений, принятых оператором. В более сложных ситуациях ЭВМ выступает еще и в роли консультанта. На более высоких уровнях автоматизации оператор может задавать ЭВМ определенную стратегию управления, которую та выполняет в соответствии с реальной обстановкой на УДС. Человек имеет возможность отдавать прямые распоряжения или изменять параметры программы управления. В этом случае ЭВМ выступает в качестве творческого исполнителя. Но человек является

ведущим звеном, так как он должен знать какие параметры необходимо задать ЭВМ, чтобы она правильно реализовала управление в той или иной ситуации.

Наличие человека-оператора в контуре управления говорит о том, что именно человек воспринимает информацию об объекте управления и вырабатывает решение согласно цели функционирования системы управления дорожным движением, достигая их с помощью технических устройств.

В деятельности человека можно выделить ряд функций, которые он выполняет с разной степенью надежности [5]:

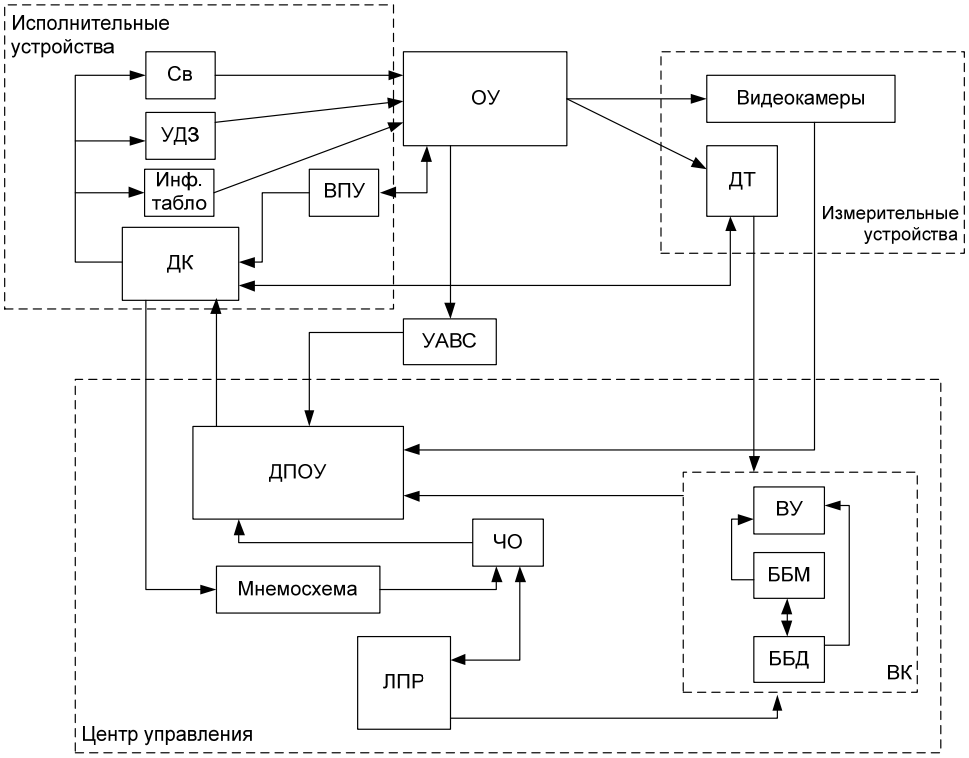
– прием информации (сбоя внимания: рассеянности, неправильного его распределения, отвлечения);

– принятие решения;

– формирование результата;

– реализация решения.

Одна из основных причин ошибок человека – высокая функциональная нагрузка его деятельности. Важной особенностью функционирования эргатической системы является зависимость ее надежности от времени, необходимого на реализацию человеком алгоритма управления.



Условные обозначения: ВУ - вычислительные устройства; БД - блок баз данных; БМ - блок баз моделей; ДПОУ - дисплейный пульт оперативного управления; ЧО - человек-оператор; ЛПР - лицо принимающее решение; ОУ - объект управления; ВК - вычислительный комплекс; ДТ - детекторы транспорта; Св – светофоры; ВПУ - вызывные пешеходные устройства; УАВС - устройства аварийно-вызывной связи; УДЗ - управляемые дорожные знаки; ДК - дорожные контроллеры.

Рис. 3. Структура эргатической системы управления дорожным движением.

Эффективность работы всей системы зависит от того, как будет организовано участие человека в процессе управления ДД. Эффективность функционирования системы в первую очередь зависит от структуры и связей между ее элементами. Структура системы играет первостепенную роль как при анализе, так и при синтезе систем разного типа. Структурный анализ систем позволяет оценить соответствие структуры системы поставленным целям ее функционирования при достижении значительной экономии времени и средств при ее проектировании [4].

Рассмотрение всех существующих в настоящий момент возможностей реализации функции любой подсистемы и элементов каждого уровня иерархии объекта, дает возможность выбора наиболее перспективного технического решения для данного конкретного случая.

3. Заключение:

Таким образом, СУДД – это человеко-машинная система, предназначенная для сбора, обработки и выдачи информации, необходимой для оптимизации управления дорожным движением. СУДД базируется на использовании математических методов, средств вычислительной техники и связи для определения и реализации наиболее эффективного управления объектом.

Сейчас успешно решаются вопросы сбора и обработки входных данных для еловека-оператора: машинные сбор, представление, обработка и документирование информации. Однако они не снижают плотности потока сообщений, а только преобразуют его. Как следствие, единственный выход – развитие технических устройств управления, передача им всё большей части объема обработки информации, представление комплексной информации в сжатой форме. Так как постоянное повышение требований к производительности, точности, надежности и эффективности человека-оператора в эргатической системе управления дорожным движением влияют на надежность и эффективность системы в целом.

Одним из перспективных направлений развития СУДД является автоматизация функций промежуточных звеньев в контуре управления, за счет сокращения функций человека, как элемента системы. Для этого необходимо проведение функционального анализа для технических и нетехнических элементов системы управления дорожным движением. Что позволит выявить функции, их иерархию и взаимосвязь с техническими подсистемами. Построение функционально-структурной модели эргатической системы управления дорожным движением методами системного анализа позволит определить функции человека-оператора и лица принимающего решение (ЛПР) в эргатической системе управления дорожным движением.

Литература:

1. Tehnicheskie ergaticheskie sistemyi. – K.: Vischa shk., 1977. – 344 s.
2. Transportnaya telematika v dorozhnoy otrasli: ucheb. posobie / V.M. Vlasov, D.B. Efimenko, V.N. Bogumil. - M.: MADI, 2013. – 80 s.
3. Nikolaev A. B. Avtomatizirovannyie sistemyi obrabotki informatsii i upravleniya na avtomobilnom transporte: ucheb. dlya sred. prof. obrazovaniya / A. B. Nikolaev [i dr.] ; pod red. A. B. Nikolaeva. – M. : Akademiya, 2003. – 224 s.
4. Surmin Yu. P. Teoriya sistem i sistemnyiy analiz: Ucheb. posobie. — K.: MAUP, 2003. — 368 s.: Bibliogr. v kontse glav.
5. Gubinskiy, A.I. Nadezhnost i kachestvo funktsionirovaniya ergaticheskih sistem / A.I. Gubinskiy. – Leningrad : Nauka, Leningradskoe otdelenie, 1982. – 268 s.

Контакты: [1]Candidate of Technical Sciences, associate professor L. Abramova, KhNAHU, Department “Road traffic organization and safety”, Petrovskogo st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail:abramova_ls@ukr.net

[2] Post graduate, S. Kapinus, KhNAHU, Department “Road traffic organization and safety”, Petrovskogo st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail:skapinus@yandex.ua

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ЭКСПРЕСС-МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УРОВНЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

EXPERIMENTAL TEST OF EXPRESS-METHOD FOR DETERMINING THE LEVEL OF ROAD SAFETY

Ludmila Abramova[1], **Gennadiy Ptytsya**[2]

Abstract. The article presents an analysis of the practical application of the existing method, and of express-method for determining the level of road safety on the public roads. Was determined the percentage of agreement between the theoretical and actual locations of accidents. It was found that the use of the proposed express method allows obtaining similar results in comparison with the existing method of determining the level of road safety. Use of express-method of road safety assessment reduces the time and labour costs for its definition.
Keywords: road safety, the resulting accident rates, express-method of determining the road safety, traffic conditions, public roads.

1. Введение:

ДТП наносят экономике Украины значительный ущерб. По данным Всемирной организации здравоохранения и Всемирного банка, потери экономики Украины от дорожно-транспортных происшествий достигают 5 млрд. дол. США, что составляет 3,6% ВВП страны. Основная доля ущерба приходится на затраты, связанные с гибелью или ранением людей в результате ДТП. В целом за 24 года независимости в результате ДТП на дорогах Украины погибло более 150 тыс. человек и 1 млн. получили тяжелые телесные повреждения, 500 тыс. остались инвалидами. Следовательно, решение проблемы обеспечения безопасности дорожного движения относится сегодня к наиболее приоритетным задачам развития страны.

В условиях ограниченности материальных ресурсов проблему повышения уровня безопасности дорожного движения и повышения надежности системы управления безопасностью дорожного движения необходимо решать, в первую очередь, путем усовершенствования существующих и разработки новых методов определения и анализа аварийности на автомобильных дорогах, что даст возможность выявлять негативные факторы, влияющие на безопасность, и обосновано разрабатывать управляющие воздействия для предотвращения ДТП и их последствий.

В современной практике определения уровня безопасности дорожного движения наибольшее применение получил метод определения итогового коэффициента аварийности, предложенный проф. Бабковым В.Ф. [1], как метод, который является наиболее полным по количеству анализируемых параметров и по статистической обеспеченности, что подтверждено разработанной на его основе нормативной документацией не только Украины [2], но и большинства стран постсоветского пространства. Данный метод учитывает влияние 18 различных параметров на безопасность дорожного движения, что позволяет оценивать различные факторы риска происшествия для анализа безопасности на автомобильных дорогах в равнинной, горной, пересеченной местности. Для обеспечения возможности применения данного метода при экспресс-анализе участков автомобильных дорог в процессе аудита безопасности дорожного движения в работе [3] проведено его усовершенствование за счет учета взаимосвязи параметров условий движения при определении уровня безопасности дорожного движения. Вопросу практического применения усовершенствованного метода определения итогового коэффициента аварийности посвящена данная статья.

2. Экспериментальная проверка экспресс-метода определения уровня безопасности дорожного движения:

В ходе экспериментальных исследований проведено определение итогового коэффициента аварийности существующим и предложенным методом на всей протяженности отдельно выбранной автомобильной дороги II-й технической категории.

Это автомобильная дорога, соединяющая населенные пункты г. Симферополь и г. Керчь: с 2006 года региональная дорога Р-23 «Симферополь – Феодосия» участок протяженностью 100 км (до 2006 года М-17 «Симферополь – Феодосия – Керчь») и международная дорога М-17 «Херсон – Джанкой – Феодосия – Керчь» участок протяженностью 88 км между границами населенных пунктов Феодосия и Керчь.

Особенностью определения уровня безопасности дорожного движения по базовой модели (1) является требование учета только «пикового» значения итогового коэффициента аварийности на километровом участке. Данное требование базируется на предположении, что сектор километрового участка с «худшими» условиями движения формирует риск и вероятность ДТП.

$$K_{\text{ит}} = \prod_{i=1}^{n} K_i \quad , \tag{1}$$

где $K_{\text{ит}}$ – итоговый коэффициент аварийности;

n – количество частных коэффициентов аварийности;

K_i – частный коэффициент аварийности, который учитывает относительное влияние различных параметров условий движения на уровень безопасности. Список параметров, подлежащих учету в базовом методе представлен в табл. 1.

Таблица 1.

Параметров условий движения

интенсивность движения ТП (двухполосные дороги, трехполосные дороги, трехполосные дороги с разделительной полосой), тыс. авт./сут.
ширина проезжей части, м
количество основных полос движения на проезжей части, шт.
продольный уклон, ‰
длина участков на подходах к населенному пункту, м
радиус кривых в плане, м
длина прямых участков, км
различие в ширине проезжей части мостов и дорог, м
пересечение в одном уровне со второстепенной дорогой при интенсивности по главной дороге, авт./сут.
тип перекрестка
видимость пересечения в одном уровне с примыкающей дороги, м
ширина обочины, м
расстояние от застройки до проезжей части, м
длина населенного пункта, км
видимость в плане, м
расстояние от кромки проезжей части до обрыва, глубиной более пяти метров, м

В результате исследований [4] получена математическая модель итогового коэффициента аварийности (2), которая позволила усовершенствовать метод определения уровня безопасности дорожного движения с минимальной потерей информативности и точности. При этом количество частных коэффициентов аварийности для автомобильных дорог II-й технической категории сокращено с 18 до 11, взаимосвязь которых отражена в 5 латентных факторах, полученных при исследовании, что влияет на оперативность определения уровня безопасности дорожного движения.

$$K_{\text{ит}}^{**} = -36,517 + 8,818 \cdot F_1 - 11,749 \cdot F_2 - 1,209 \cdot F_3 + 10,573 \cdot F_4 - 4,784 \cdot F_5 . \tag{2}$$

где: F_1 – латентный фактор условий движения, который учитывает влияние ширины дороги на уровень безопасности дорожного движения;

F_2 – латентный фактор условий движения, который учитывает влияние населенных пунктов и перекрестков с другими автомобильными дорогами на уровень безопасности дорожного движения;

F_3 – латентный фактор условий движения, который учитывает влияние условия видимости на уровень безопасности дорожного движения;

F_4 – латентный фактор условий движения, который учитывает влияние угла продольного уклона и глубокого кювета, обрыва на уровень безопасности дорожного движения;

F_5 – латентный фактор условий движения, который учитывает влияние длины участков (вне населенных пунктов и на подходе к населенному пункту) на уровень безопасности дорожного движения [3].

В разработанной модели (2), наряду с требованиями к базовой модели, предложено определение средневзвешенного значения уровня безопасности дорожного движения на километровом участке, в зависимости от протяженности сегментов участка с неизменными значениями параметров условий движения. Это позволяет учитывать взаимодействие параметров условий движения на секторах автомобильных дорог с неизменными значениями условий движения километрового участка.

Особенностями модели (2) для определения итогового коэффициента аварийности является:

– предложенная модель итогового коэффициента аварийности имеет 5 переменных, что, по сравнению с действующей моделью проф. Бабкова В.Ф. (18 переменных), упрощает сбор исходных данных;

– при определении уровня безопасности дорожного движения по предложенной модели обязательным является определение 1-го и 5-го факторов, поскольку данные факторы описывают основные параметры транспортных потоков и дорожных условий. Остальные латентные факторы описывают опасность участков автомобильных дорог с особыми условиями, следовательно, их определение для оценки безопасности на всех участках не целесообразно.

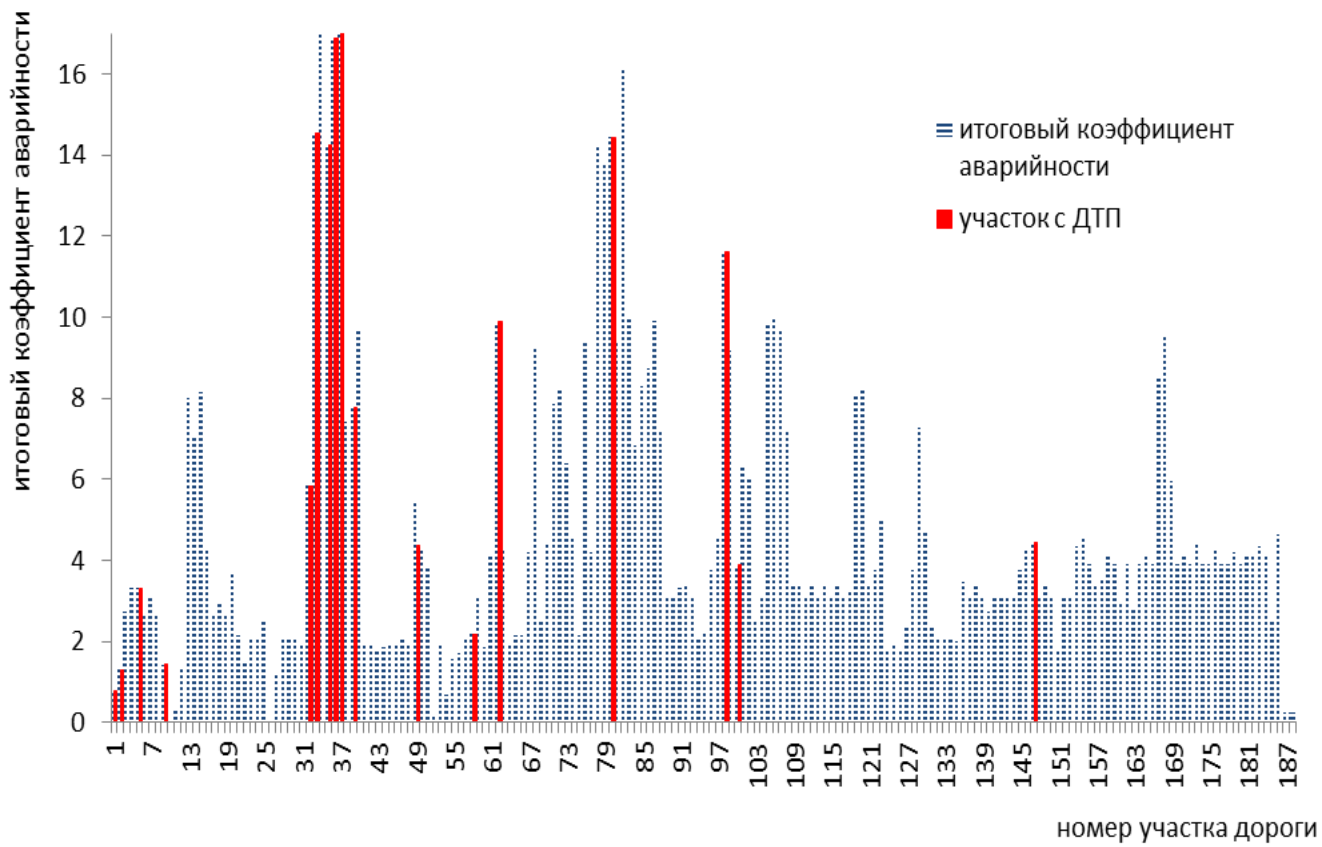
– на основании данной модели определения итогового коэффициента аварийности разработана процедура оперативного определения уровня безопасности дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования.

Приводим результаты проверки целесообразности применения предложенной методики для определения потенциальной опасности участков автомобильных дорог во время экспресс анализа автомобильных дорог на безопасность дорожного движения или для проведения аудита безопасности дорожного движения на различных стадиях «жизненного цикла» автомобильной дороги.

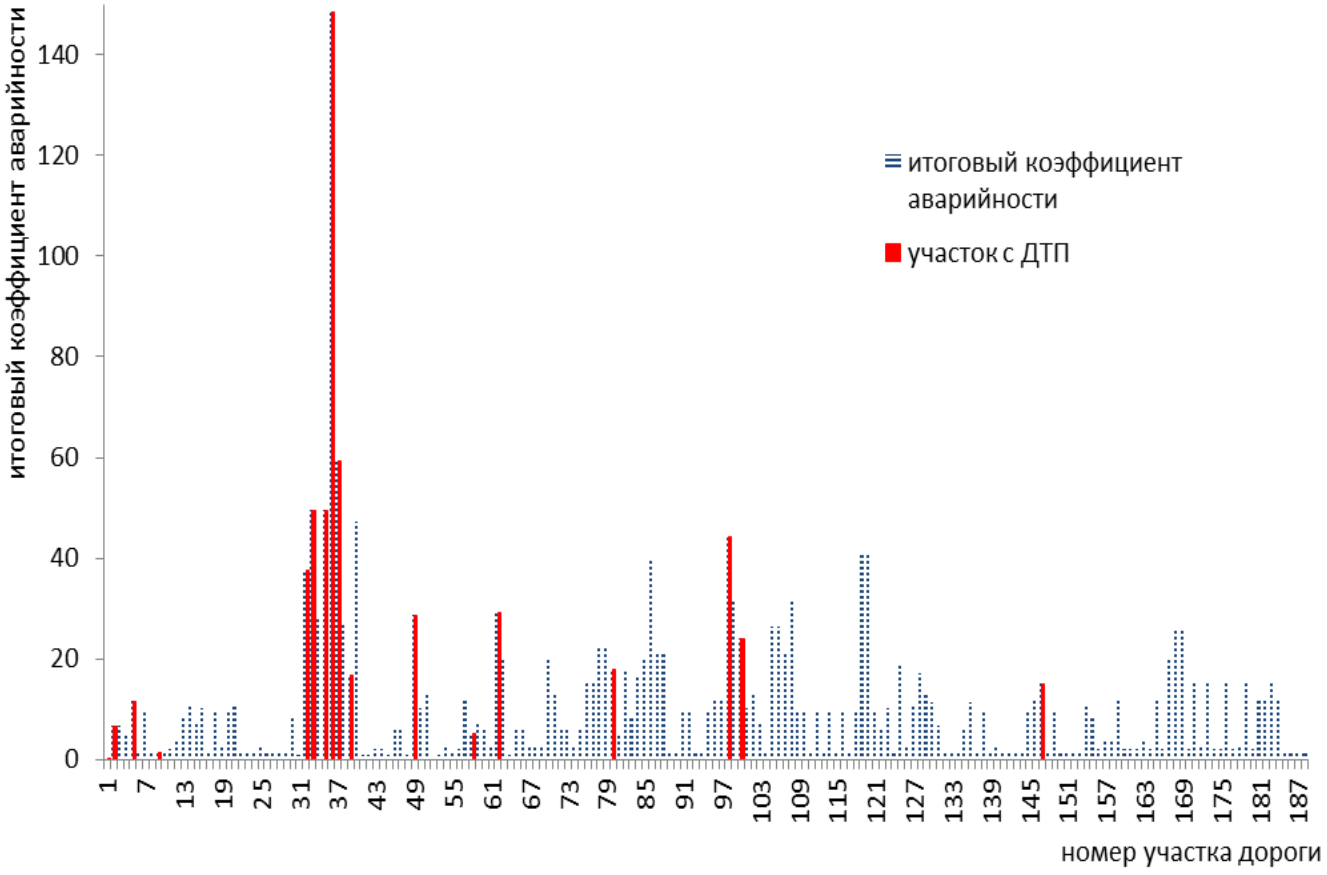
Проведено сравнение значений итогового коэффициента аварийности по экспресс-методу (рис.1.а) со значениями итогового коэффициента аварийности, которые определенны по базовой модели проф. Бабкова В.Ф. (рис.1.б). На диаграммах цветом выделены участки, на которых по статистическим данным были зафиксированы дорожно-транспортные происшествия.

Результаты сравнения:

1) По базовой модели Бабкова В.Ф. выявлено 43 опасных участков автомобильной дороги из них 8 участков определены как очень опасные. При этом дорожно транспортные происшествия происходили на 21% выявленных всех опасных участков. Из выявленных очень опасных участков, дорожно транспортные происшествия происходили на 62% участков автомобыльной дороги.



а)



б)

Рис. 1. Сравнение результатов определения итогового коэффициента аварийности по базовой и предложенной моделям

2) По предложенной модели выявлено 44 опасных участка, из них 10 участков относится к очень опасным участкам автомобыльной дороги. При этом на 23% опасных участков происходили дорожно транспортные происшествия. Из выявленных очень опасных участков, были зафиксированы дорожно транспортные происшествия на 60% участков.

3. Заключение:

Анализ результатов исследования показал, что при оценке безопасности дорожного движения на исследуемой автомобильной дороге, предложенный и базовый метод определения итогового коэффициента аварийности дают подобные результаты. Можно утверждать, что точность экспресс-метода (количество выявленных опасных участков по различным моделям – ±2%; количество выявленных очень опасных участков по различным моделям – ±2%) при определении итогового коэффициента аварийности, по сравлению с действующим методом, не теряется. Следовательно, для анализа уровня безопасности дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования целесообразнее применять предложенный экспресс-метод определения итогового коэффициента аварийности, поскольку данный метод позволяет снизить временные и трудовые затраты (в 1,6 раза) без потери точности.

Полученный результат дает возможность применения разработанной модели при проведении аудита безопасности дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования.

Литература:

1. Babkov, V.F. Dorozhnye usloviya i bezopasnost' dvizheniya [Road conditions and traffic safety]: Uchebnik dlya vuzov. – M.: Transport, 1993. – 271 s.
2. M 218-03450778-652:2008. Metodyka otsinky rivniv bezpeky rukhu na avtomobilnykh dorohakh Ukrainy. [Methods of assessing the levels of safety on the roads of Ukraine] – Vved. 2008-01-01. – K.: DerzhdorNDI, 2008. (ukr. yaz.).
3. Ptytsya G.G. Vyznachennia rivnia bezpeky dorozhnoho rukhu na avtomobilnykh dorohakh: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.01 «Transportni systemy» / G.G. Ptytsya. – Kh.: KhNADU, 2016. – 21 s.
4. Ptitsa G.G. Rezultatyi eksperimentalnoy proverki metoda opredeleniya urovnya bezopasnosti dorozhnogo dvizheniya / G.G. Ptitsa // Sbornik nauchnyih trudov SWorld. –2015. – Vip. 2(39), T.1. – S. 24 – 36.

Контакты: [1]Candidate of Technical Sciences, associate professor L. Abramova, KhNAHU, Department “Road traffic organization and safety”, Petrovskogo st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail:abramova_ls@ukr.net

[2]Candidate of Technical Sciences, G. Ptytsya, KhNAHU, Department “Road traffic organization and safety”, Petrovskogo st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail:gennadij.ptitsa@yandex.ua

КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУКТУРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВОЙСТВ СРЕДСТВ АВТОТРАНСПОРТА ПРИ ИНФОРМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА

CLASSIFICATION OF STRUCTURAL-FUNCTIONAL PROPERTIES OF MOTOR TRANSPORT DURING INFORMATIZATION OF PROCESSES OF TECHNICAL SERVICE AND REPAIR

Yurij Dudukalov

Abstract. In the article the system-process going is expounded near development of classification of structural-functional properties of facilities of motor transport for preparation of the informative providing of processes of technical service and repair.
Keywords: technical service and repair, data, classification of structural properties, exploitation, transport and technological machines.

1. Введение:

Решению проблем надежности работы транспортных и технологических машин в дорожно-транспортном комплексе способствует информатизация их технического обслуживания и ремонта (ТОиР) на базе принципов CALS-технологий, обеспечивающих непрерывную информационную поддержку жизненного цикла продукта.

Системный анализ, устанавливающий полное множество классифицируемых структурных свойств, создает условия для максимально эффективной работы информационных технологий.

При системной информатизации бизнес-процессов на предприятиях ТОиР речь должна идти не просто о технологических электронных каталогах и мультимедийных средствах, а о создании единого информационного компьютеризированного пространства для подразделений по подготовке производства при внедрении комплексных автоматизированных систем управления производством и производственными процессами. В рамках системного подхода необходимо выявить и классифицировать структурные свойства объектов ТОиР, которые закономерно устанавливают соответствующую структуру технологической системы (ТС) для выполнения работ по ТОиР.

В наиболее общем и обоснованном виде понятие системы рассмотрено в фундаментальных работах по системологии [1, 2] и общеметодологических работах Московского методологического кружка [3]. Однако, до настоящего времени, на наш взгляд, не выработано единого понятия системы для множества технических объектов, занимающих разнообразное положение в иерархии техносферы, в том числе подлежащих ТОиР [4,5].

Несмотря на наличие большого количества работ, посвященных описанию и моделированию технических объектов различного назначения, не созданы наиболее общие их модели, которые позволяли бы определять направления исследования с единых методологических позиций в соответствии с принципами системно-процессного подхода [6].

Цель статьи является обоснование классификационных признаков на основе системно-процессного моделирования технических объектов и разработка классификаций структурных свойств для средств автотранспорта применительно к проведению работ в ТС ТОиР с учетом требований информатизации процессов.

2. Изложение:

Представление системы может быть использовано как основа методических средств, применяемых для информатизации развивающихся ТС ТОиР. Функции, принципы действия, процессы, структуры и параметры являются внутренними атрибутами системы, которые должны соответствовать внешним атрибутам. Как было показано в работе [6], предлагаемое описание системы в рамках системно-процессного подхода получается достаточно информативным, и может включать в общей сложности для объектов техносферы 21 иерархический уровень:

уровень У1 - элементы (поверхности, сочетания поверхностей) деталей;

уровень У2 – деталь, детали (звенья) механизмов и машин;

уровень У3 - кинематические пары, узлы;

уровень У4 - кинематические группы, блоки;

уровень У5 - механизмы, агрегаты;

уровень У6 - системы механизмов, агрегатов;

уровень У7 - машины, аппараты;

уровень У8 – системы машины, системы аппаратных средств;

уровни У9-У21 - интегральные одно- и многомерные системы машин, технические системы различного уровня, техносфера Земли и метатехносфера.

В настоящее время реальные технические объекты в существующей конструкторско-технологической практике изготовления и ТОиР обычно могут сформировать структурно различимые иерархические уровни только с У1 по У8.

Совокупность существенных атрибутов [6] технических объектов включает:

1) сфера применения, область эксплуатации;

2) предназначение, конкретные потребительские свойства;

3) выполняемые функции, функциональные возможности;

4) кластеры физических и химических эффектов (принципы действия);

5) процессы функционирования, изнашивания, технического обслуживания, ремонта и восстановления;

6) структура, структурирование технического объекта;

7) параметры, диапазоны их изменения.

Совокупность существенных атрибутов определяется для технических объектов, рассматриваемых как сложные системы в реальном, семиотическом и мыслительном пространствах. Все атрибуты технических объектов имеют область допустимых значений, которая устанавливается соответственно параметрическими, структурными, функциональными и другими видами ограничений. Свойства реализуются при целевых преобразованиях в процессе эксплуатации.

Следует отметить, что в реально действующих технических системах, таких как средства автотранспорта, протекают не только целевые, подготовительные и информационно-управляющие процессы, но также и «негативные», вызывающие отклонения от первоначального состояния, снижающие эффективность функционирования. Это процессы разрушения системы и её элементов, старения, нарушения и искажения функций, отставания от времени и т.д.

Классификация структурных свойств технической системы, обусловленная возникающими отклонениями и дефектами, может быть отнесена к её существенным атрибутам (табл. 1) и к различным иерархическим уровням (табл. 2). Часть указанных в таблице 1 атрибутов (сфера применения и предназначение технических объектов) является внешней по отношению к рассматриваемой технической системе, и относится к надсистеме.

Функции, принципы действия, процессы, структуры и параметры являются внутренними атрибутами системы и её подсистем, которые должны соответствовать внешним атрибутам. Этим отражается главное свойство системы – её целостность и обусловливается согласованность системы с надсистемой и подсистемами при проведении ТОиР.

Таблица 1- Классификация отклонений и дефектов базовых атрибутов технических объектов

Существенные атрибуты технических объектов	Процесс, обуславливающий отклонения и дефекты	Природа отклонения или дефекта	Процесс устранения отклонений и дефектов
1	2	3	4
1. Сфера применения	Моральное старение Моральный износ	Не удовлетворяется новый спрос или возрастает конкуренция	Инновационное развитие, НИР, синтез нового объекта
2. Предназначение	Возникают новые задачи для объектов, выходящие за область первоначального назначения	Ограниченность возможностей применения объекта	Модернизация, совмещение модернизации с ТОиР (капитальный ремонт)
3. Функции	Функциональный отказ технического объекта	Нарушение функциональных возможностей или их эффективности	Процесс восстановления функции в ходе ТОиР (капитальный ремонт)
4. Кластеры физических и химических эффектов (принципы действия)	Нарушены условия реализации принципа действия при конструировании или в процессе эксплуатации	Не реализуется рабочий процесс из-за нарушения условий	Процесс восстановления функции в ходе ТОиР (капитальный ремонт)
5. Процессы функционирования	Функциональный отказ, нарушение условий реализации процесса	Не осуществляется функциональный процесс	Процесс восстановления функционального процесса
6. Структура	Поломки отдельных элементов	Убыль элементов структуры, нарушение структуры	Процесс восстановления структуры
7. Параметр	Процессы изнашивания и разрушения, параметрический отказ	Превышение пределов допустимого отклонения	Восстановить параметр в допустимых пределах (ТОиР)

Таблица 2 – Классификация структурных свойств процессов ТОиР на иерархических уровнях технического объекта

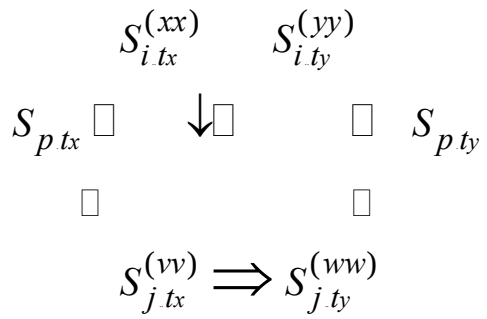
Уро-вень	Объекты, подверга-ющиеся процессам	Процессы, создающий дефект	Последствия (дефект/ нарушение исходного состояния)	Процессы устранения дефекта и нарушения исходного состояния
1	2	3	4	5
У1	Поверхность или другие элементы детали	Износ и разрушение поверхности	Изменение параметров и целостности	Технологические методы восстановления поверхностей
У2	Деталь (звено) механизма или машины	Различные виды износа и разрушения поверхностей детали, перегрузки	Изменение параметров и целостности детали	Технологии восстановления поверхностей детали, изготовление или приобретение новой детали
У3	Кинематиче-ские пары, узлы	Различные виды износа и разрушения деталей в сопряжениях и перегрузки	Потеря работоспособного состояния кинематической пары, узла	Восстановление деталей кинематической пары, использование запасных деталей
У4	Кинематически е группы, блоки	Различные виды износа и разрушения кинематических пар, входящих в группы, перегрузки	Потеря работоспособного состояния кинематической группы, блока	Восстановление деталей кинематической пары, использование запасных деталей, «узловой ремонт»
У5	Агрегат, механизм, приспособле-ние	Различные виды износа и разрушения кинематических групп, входящих в группы, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния агрегата	Восстановление деталей агрегата, использование запасных деталей
У6	Системы механизмов, агрегатов	Различные виды износа и разрушения агрегатов и механизмов, входящих в систему, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ агрегатов. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния агрегатов	Восстановление деталей агрегата, использование запасных деталей, «агрегатный ремонт»

1	2	3	4	5
У7	Машина и Аппараты	Различные виды износа и разрушения системы агрегатов и механизмов, входящих в машину, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы по новой машине. Замена отдельных подсистем машины, модернизация,
У8	Системы машин	Различные виды износа и разрушения машин и аппаратов, входящих в систему машин, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы по новой системе машин. Замена отдельных машин, модернизация системы.
У9-У21	Интегральные одно- и многомерные системы машин, технические системы различного уровня, техносфера Земли и метатехносфе-ра	Развитие, прогресс, старение. Различные виды износа и разрушения машин и аппаратов, входящих в данные уровни. Конфликт между искусственными процессами и Природой. Глобальные нарушения в естественных процессах Земли и Метатехносфере.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины. Угроза глобальных катаклизмов. Техногенные катастрофы.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы. Утилизация. Управление научно-техническим прогрессом. Социальный прогресс и развитие человеческого общества.

На сегодняшний день транспортные и технологические машины, используемые в дорожно-транспортном комплексе соответствуют уровню У7, а выше иерархического уровня У8 объекты техносферы обычно не рассматриваются и их детализация затруднена. Возникновение новых глобальных искусственных технических образований, таких как Большой европейский коллайдер, распределенные технические средства электронных информационных ресурсов, мобильной связи и другие, наглядно демонстрируют актуальность проблем ТОиР с увеличением сложности технических объектов и числа иерархических уровней.

Вопросы классификации структурных свойств ТС ТОиР рассматриваются на базе моделирования технических объектов и отношений с учётом последовательного развёртывания информации.

В качестве базовой модели используется универсальный моделирующий блок (рис. 1), выделяющий в ТС преобразующую и преобразуемую подсистемы, которые взаимодействуют с внешней средой. Моделирующий блок является общей системно-процессной моделью ТС ТОиР, отражающей преобразующие функции ТС и происходящие преобразования при изменении технического состояния транспортных и технологических машин в ходе ТОиР.



Фиг. 1. Моделирующий блок для процессов ТОиР

Здесь: $S_{\xi\,t\grave{o}}^{(kk)}$, *kk* ∈ *{xx, yy, vv, ww}*, $\xi/$ ∈ *{i, j}* - ξ-я подсистемы ТС ТОиР в момент времени t_m, *m* ∈ *{x, y}*, состояние которой соответствует верхнему индексу (*kk*); *Sp* – внешняя среда.

Двойной горизонтальной стрелкой обозначено целевое преобразование ТОиР, а одинарной ломаной - вынужденное, возникающее вследствие изменения ресурса преобразующей подсистемы *Si* при ее действии на преобразуемую подсистему *Sj.* Прямая одинарная отражает взаимодействие системы (подсистем) со средой.

Модель (рис. 1) получена путем подстановки каждой функции ТС ТОиР с учетом их расположения в среде. Эта модель отражает общую структуру взаимодействующих систем (подсистем) на протяжении двух фаз: начальной (индексы подсистем *xx* и *vv*) и конечной (индексы подсистем *yy* и *ww*). Модель далее может конкретизироваться на основе используемых при решении задач анализа и синтеза техники объектных и классификационных иерархий. Для технических объектов важным является приведение системы в требуемое состояние (*kk*), что достигается за счёт определённых действий по ТОиР.

При определении условий, обуславливающих готовность технических объектов выполнять свои функции, необходимо принимать во внимание, что они являются искусственными материальными образованиями с конечным ресурсом, предназначенными для цикличного функционирования. Первое из указанных обстоятельств требует выполнения подготовительных работ (функций), связанных с созданием и подготовкой к функционированию технических объектов и проведения ТОиР. Второе - обуславливает необходимость выполнения завершающих цикловых функций.

Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР по предлагаемой схеме существенных атрибутов показана в таблице 3, и может быть исходной для проектирования предприятий ТОиР на заданный уровень специализации. Классификационная характеристика работ выполняется по основной функции, но предполагает сложную многофункциональную структуру, содержащую также вспомогательные и подготовительные функции.

Затраты на поддержку жизненного цикла транспортных и технологических машин складываются из затрат, начиная с этапов проектирования до утилизации, что соответствует принципам CALS-технологий. Причем, с учетом длительного срока эксплуатации этих машин (более 10-15 лет) затраты на после производственных этапах жизненного цикла с обеспечением работоспособного состояния в ходе ТОиР значительно превышают первоначальные затраты при изготовлении.

Таблица 3 - Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР

Существенные атрибуты	Классификационная характеристика работ в ТС ТОиР			
1	2	3	4	5
Применяемые работы	Разборочно-моечные	Дефектовочно-восстанови-тельные	Комплекто-вочно-сборочные	Регулиро-вочно-обкаточные
Назначение	Прием в ремонт, подготовительн ые работы	Определение годности, восстанови-тельные технологиче-ские операции	Комплектация, узловая и общая сборка	Обкатка, контроль и подготовка к эксплуатации
Функции	Разборка до нужного уровня	Выявить и устранить дефекты во всей структуре	Подготовить сборочные комплекты и собрать	Регулировка, обкатка, контроль качества
Эффекты, основное воздействие	Механические, эффекты и воздействия, обеспечивающи е снятие загрязнений и других последствий эксплуатации	Методы неразрушающег о контроля, методы выявления скрытых дефектов, измерительные процедуры, механическая обработка и процессы нанесения покрытий, вплоть до «самолечения» дефектов	Комплектация и сборка с обеспечением точности сопряжений методами полной, неполной, групповой взаимозаменяе мости и подгонки	Методы «холодной» и «горячей» обкатки. Регулировочн ые и контрольные действия
Процессы	Поточные и единичные	Поточные и единичные	Поточные и единичные	Поточные и единичные
Структуры (наличие обр. связей необходимо для контроля качества)	Линейные	Линейные и линейные с обратными связями	Линейные	Линейные и линейные с обратными связями
Параметры	Механические	Механ. и энергет., простые информацион-ные модели (конструкт., технолог. документы)	Механ. и простые информацион-ные модели (конструкторск., технологическ. документы)	Механ. и простые информацион-ные модели (руководство по эксплуата-ции)

1	2	3	4	5
Уровень технизации	Разборка вручную, мойка вручную и механизиро-ванная	Вручную, механизирован-ные, автоматизиров., оборуд. с ЧПУ	Вручную и механизирован.	Вручную, попытки механизации

Следует отметить различные уровни технизации ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР, а также наличие этапа подготовки конструкторско-технологической информации. Эти функции целесообразно выполнять, используя автоматизированные средства (ИС, АСУ, САПР, САПР ТП и т.д.), причем на автоматизированных рабочих местах как в первичном производстве, так и в ремонтно-обслуживающем должна поддерживаться возможность использования единой информационной базы данных.

3. Заключение:

Таким образом, для обеспечения единого информационного пространства без информационных разрывов в соответствии с принципами CALS-технологий структурные свойства транспортных и технологических машин должны быть описаны при помощи системных моделей, что обеспечивает рассмотрение полного множества квалификационных признаков по существенным атрибутам и иерархическим уровням.

Наиболее полным образованием является производственный процесс ремонтно-обслуживающего предприятия, как совокупность всех функций, которые обеспечивают достижение цели функционирования, а его составной частью является технологический процесс ТОиР, объединяющий функции, при реализации которых выполняется непосредственно целевая работа.

Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР отражает структурные свойства транспортных и технологических машин, и следовательно, такое представление системы целесообразно использовать как методическую основу для подготовки средств, применяемых для информатизации развивающихся ТС ТОиР в дорожно-транспортном комплексе.

Литература:

1. Колесников Л.А. (1988) *Основы теории системного подхода* / Лев Александрович Колесников. – К.: Наукова думка. – 176 с.

2. Клир Дж.(1990) *Системология. Автоматизация решения системных задач* / Джордж Клир; [пер. с анг. Зуева М.А. под ред. Горлиива А.И.]. – М.: Радио и связь. – 544 с.

3. Щедровицкий Г.П. (1995) *Два понятия систем. Избранные труды.* / Ред. составители. Л.А. Пископпель, Л.П. Щедровицкий. – М.: Эксимер. - 815с.

4. Говорущенко Н.Я. (1998) *Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта)*. Ч.1 / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: – РИО ХГАДТУ. – 255 с.

5. Флейшман Б.С. (1982*) Основы системологии* / Бенцион Семенович Флейшман. – М.: Радио и связь. – 368 с.

6. *Системно-процессное моделирование технических систем в CALS-технологиях* (2011) / Тернюк Н.Э., Дудукалов Ю.В., Федченко В.В., Гладкая Н.Н.// Сборник научных трудов «Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии», Вып. 49 – Харьков - с. 124 – 133.

За контакти: PhD, Дудукалов Юрий, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, г. Харьков, ул. Ярослава Мудрого, 25, тел.: +7(099)224-37-24,
e-mail: ncc_delcam@khadi.kharkov.ua.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

DETERMINATION OF THE WORK DONE BY THE ENGINE IN THE COURSE OF AUTOMOBILE MOVEMENT

Podrigalo Michail, Abramov Dmitriy, Molodan Andrey

Abstract: The method for determining the power and the work done by the motor vehicle in the course of its movement using the model complex movement is proposed. The work of engine can be used to assess the car lifelength.
Keywords: car, complex motion, power, work, car lifelength

1. Введение:

Оценка наработки автомобилей по времени работы, по пробегу или расходу топлива не характеризует объективно процессы износа и старения, протекающие в узлах и агрегатах, так как не учитывает условий эксплуатации. Для учета условий эксплуатации автомобилей рядом авторов вводились различные поправочные коэффициенты. Однако такие методы оценки наработки автомобилей базируются на регистрации косвенных показателей.

В настоящей статье предложено оценивать наработку автомобилей по величине механической работы, выполненной двигателем. Предложен метод определения мощности двигателя и выполненной работы с использованием модели сложного движения автомобиля при прохождении мерного участка. При указанном подходе термин «наработка машины» соответствует физическому смыслу понятия «работа».

2. Анализ последних достижений и публикаций:

Технический ресурс – наработка объекта от начала его эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до предельного состояния [1]. Наработка автомобилей и других транспортных средств оценивается по пробегу. Рядом авторов [2-5] были введены поправочные коэффициенты на пробег автомобиля, позволяющие корректировать ресурс в зависимости от условий эксплуатации. Систему коэффициентов, учитывающих транспортные климатические и дорожные условия предложил Н.Я. Говорущенко [2, 5]. В свою очередь в работе [3] отмечается, что результаты ресурсных испытаний на полигоне позволяют путем поправочных коэффициентов лишь приближенно оценивать реальную наработку на отказ, долговечность автомобиля по причине несовпадения режимов работы двигателя и других агрегатов.

В работах [4, 6] А.М. Шейниным и Н.П. Панкратовым предложено устанавливать предельное техническое состояние (т.е. наработку) автомобиля, требующего ремонта по параметру возрастания расходования запасных запчастей, что позволило нормировать пробеги автомобилей до первого ремонта. Авторами работы [7] предлагается характеризовать динамику изменения технического состояния автомобиля и его наработку по динамике изменения удельных эксплуатационных затрат.

Авторами работ [5, 8] предложено оценивать наработку автомобилей по количеству топлива, израсходованного машиной с момента начала эксплуатации (или возобновления эксплуатации после капитально ремонта) до рассматриваемого момента времени. Однако следует учитывать, что изменение технического состояния двигателя приводит к увеличению удельного расхода топлива, кроме того, расход топлива связан нелинейно с развиваемой эффективной мощностью двигателя.

Рассмотренные выше показатели наработки являются оценочными (неточными), поскольку однозначно не характеризуют процессы износа и старения, протекающие в узлах и агрегатах автомобилей и тракторов.

Наиболее точным и объективным показателем машин может быть механическая работа, выполненная двигателем с начала эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта мобильных машин [9, 10].

Попыткой решить проблему определения мощности двигателя мобильных машин были предприняты рядом авторов, в том числе в работах [11, 12]. Мощность двигателя в дорожных условиях определялась с использованием измерительно – регистрационный комплекса, включающего в себя несколько трехкоординатных датчиков ускорений и компьютер [13]. Однако для определения мощности двигателя при движении мобильных машин необходимо предварительно проводить их свободный выбег. Это необходимо для предварительного определения параметров сопротивления движению машин, зависящих от скорости.

В работе [14] в решении задач управления мобильными машинами предложено использовать модель сложного движения. Для этого абсолютное движение автомобиля раскладывается на переносное и относительное. К параметрам переносного движения относятся перемещения, скорости и ускорения контрольных точек подвижной системы координат относительно неподвижной [15]. Относительным движением точки или твердого тела является движение, рассматриваемое относительно подвижной системы координат [15].

Движение автомобиля на мерном участке можно считать сложным. В качестве переносного следует считать движение, которое соответствует движению со средней скоростью на мерном участке. Параметром относительного движения следует считать колебание линейной скорости автомобиля относительно его средней скорости на мерном участке.

3. Цель и задачи исследования:

Целью исследования является разработка математической модели оценки наработки автомобилей в процессе эксплуатации по выполненной двигателем механической работе.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– представить процесс движения автомобиля на мерном участке дороги как совокупность переносного и относительного движений;

– определить работу, выполненную двигателем автомобиля при прохождении мерного участка.

4. Определение работы двигателя в процессе движения автомобиля:

Для реализации поставленной задачи используем модель сложного движения. Переносную скорость определяем на мерном участке длинной $S_{\text{М}}$, равной 1 км или 1000 м. Зная время $T_{\text{М}}$ прохождения мерного участка, определим переносную линейную скорость автомобиля

$$V_{\text{пер}} = \overline{V_{\text{а}}} = S_{\text{М}} / T_{\text{М}} . \qquad (1)$$

Средняя скорость движения автомобиля на мерном участке пути и будет скоростью переносного движения. При переносном движении линейная скорость постоянна, а значит ускорение равно нулю. Константа тяговой силы на колесах, создающая переносное движение будет равна

$$P_{\text{к пер}} = m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \overline{V}^2_{\text{пер}} = m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S^2_{\text{М}}}{T^2_{\text{М}}}, \qquad (2)$$

где $m_{\text{а}}$ – масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения, $g = 9{,}81 \text{м}/\text{с}^2$;

f – коэффициент сопротивления качению;

C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздуха;

F – лобовая площадь кузова автомобиля (модель).

Мощность двигателя, затрачиваемая на переносное движение

$$N_{\text{к пер}} = P_{\text{к пер}} \cdot V_{\text{пер}} = \frac{S_{\text{М}}}{T_{\text{М}}} \cdot \left(m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_{\text{М}}^2}{T_{\text{М}}^2} \right). \quad (3)$$

Работа, затрачиваемая на переносное движение на мерном участке пути

$$A_{\text{к пер}} = P_{\text{к пер}} \cdot S_{\text{М}} = S_{\text{М}} \cdot \left(m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_{\text{М}}^2}{T_{\text{М}}^2} \right). \quad (4)$$

Мощность двигателя, затрачиваемая на трение в трансмиссии

$$N_{\text{тр}} = P_{\text{тр}}^{\text{пр}} \cdot V_{\text{пер}}, \quad (5)$$

где $P_{\text{тр}}^{\text{пр}}$ – приведенная к ведущим колесам условная сила трения в трансмиссии.

Работа, приведенной силы трения

$$A_{\text{к пер}} = P_{\text{тр}}^{\text{пр}} \cdot S_{\text{М}}. \quad (6)$$

Уравнение динамики автомобиля

$$m_{\text{а}} \cdot \dot{V}_{\text{а}} = P_{\text{к}} - m_{\text{а}} \cdot g \cdot f - m_{\text{а}} \cdot g \cdot \sin\alpha - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \left(V_{\text{пер}} + \Delta V \right)^2, \quad (7)$$

где α – угол предельного уклона дороги;

$\dot{V}_{\text{а}}$ – линейное ускорение автомобиля

ΔV – относительная скорость движения,

$$\Delta V = V_{\text{а}} - V_{\text{пер}}. \quad (8)$$

При моделировании примем допущение того, что величина $\Delta V(t)$ подчиняется гармоническому закону (рис. 1)

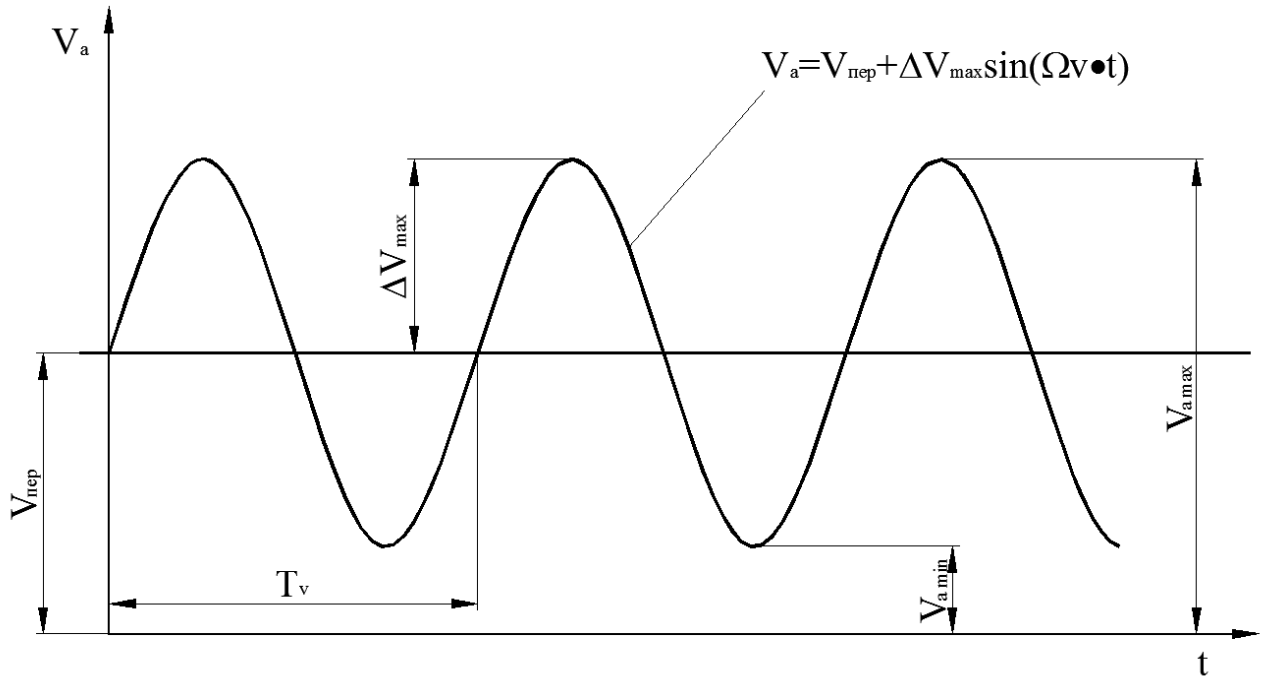


Рис. 1. Принятая модель изменения скорости установившегося движения автомобиля

Из уравнения (7) определим суммарную тяговую силу на ведущих колесах

$$P_{\text{к}} = m_{\text{a}} \cdot \dot{V}_{\text{a}} + m_{\text{a}} \cdot g \cdot f + m_{\text{a}} \cdot g \cdot \sin\alpha + \\ + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \left(2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2\right) \tag{9}$$

Учитывая соотношение (2) преобразуем (9) к виду

$$P_{\text{к}} = m_{\text{a}} \cdot \dot{V}_{\text{a}} + m_{\text{a}} \cdot g \cdot \sin\alpha + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \left(2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2\right) + P_{\text{к пер}}. \tag{10}$$

Скорость относительного движения (рис. 1)

$$\Delta V = \Delta V_{\max} \cdot \sin\left(\Omega v \cdot t\right), \tag{11}$$

где $\Delta V_{\max}$ – амплитуда колебаний относительной скорости;

Ωv – круговая частота колебаний относительной скорости автомобиля,

$$\Omega v = \frac{2\pi}{T_v}, \tag{12}$$

где $\Delta V_{\max}$ – амплитуда колебаний относительной скорости;

T_v – период колебаний относительной скорости ΔV.

Коэффициент неравномерности линейной скорости автомобиля

$$\delta_v = \frac{V_{\text{a max}} - V_{\text{a min}}}{V_{\text{пер}}} = \frac{2\Delta V_{\max}}{V_{\text{пер}}}. \quad (13)$$

Из уравнения (13) определим

$$\Delta V_{\max} = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}}. \quad (14)$$

Линейное ускорение автомобиля

$$\dot{V}_{\text{a}} = d(\Delta V)dt = \Delta V_{\max} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t). \quad (15)$$

Из уравнения (10) определим компоненту тяговой силы, создающую относительное движение

$$P_{\text{котн}} = P_{\text{к}} - P_{\text{кпер}} = m_{\text{a}} \cdot \dot{V}_{\text{a}} + m_{\text{a}} \cdot g \cdot \sin\alpha + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \left(2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2\right). \quad (16)$$

Уравнение (16) с учетом соотношений (11), (14), (15) примет следующий вид

$$\begin{aligned} P_{\text{котн}} &= m_{\text{a}} \cdot \left[g \cdot \sin\alpha + 0{,}5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t)\right] + \\ &+ \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \left[\delta_v \cdot \sin(\Omega v \cdot t) + 0{,}25 \cdot \delta_v^2 \cdot \sin^2(\Omega v \cdot t)\right] \end{aligned} \quad (17)$$

Мощность на колесах, реализующая относительное движение

$$N_{\text{котн}} = \int P_{\text{котн}} d(\Delta V). \quad (18)$$

Дифференцируя уравнение (11), определим

$$d(\Delta V) = \Delta V_{\max} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t)dt = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t)dt. \quad (19)$$

После подстановки выражений (17) и (19) под знак интеграла в уравнение (18) и интегрирования, получим

$$N_{\text{котн}} = 0{,}5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{aligned} & m_{\text{a}} \left[\begin{aligned} & g \cdot \sin\alpha \cdot \sin(\Omega v \cdot t) + 0{,}25 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) + \\ & + 0{,}5 \cdot \sin(2 \cdot \Omega v \cdot t) \end{aligned} \right] + \\ & + 0{,}25 \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \cdot \delta_v \cdot \sin^2(\Omega v \cdot t) \left[1 + \frac{\delta_v^2}{6} \cdot \sin(\Omega v \cdot t)\right] \end{aligned} \right\}. \quad (20)$$

Работа компоненты тяговой за время T_{M}, выполненная в относительном движении

$$A_{\text{котн}} = \int_0^{T_\text{М}} N_{\text{котн}} \cdot dt \,. \tag{21}$$

После подстановки (20) в (21) и интегрирования, получим

$$A_{\text{котн}} = 0{,}5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{array}{l} 0{,}25 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left[\dfrac{T_\text{М}^2 \cdot \Omega_v^2}{2} + 0{,}25 + 0{,}25 \cdot \cos\left(2 \cdot \Omega v \cdot T_\text{М}\right) \right] + \\ + 0{,}25 \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \cdot \delta_v \left[\dfrac{T_\text{М} \cdot \Omega v}{2} - 0{,}25 \cdot \sin\left(\Omega v \cdot T_\text{М}\right) \right] + \\ + \dfrac{\delta_v^2}{6} \left(\dfrac{2}{3} + \dfrac{\cos^3\left(\Omega v \cdot T_\text{М}\right)}{3} - \cos\left(\Omega v \cdot T_\text{М}\right) \right) \end{array} \right\}. \tag{22}$$

Суммарная работа тяговых сил

$$A_\text{к} = A_{\text{кпер}} + A_{\text{котн}} + A_{\text{тр}} \,. \tag{23}$$

С учетом соотношений (4), (22) и (6) выражение (23) примет вид

$$A_\text{к} = S_\text{М} \left(m_\text{а} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_\text{М}^2}{T_\text{М}^2} \right) + P_{\text{тр}}^{\text{пр}} \cdot S_\text{М} +$$

$$+ \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{array}{l} \dfrac{\delta_v}{4} \cdot V_{\text{пер}} \left[\dfrac{T_\text{М}^2 \cdot \Omega_v^2}{2} + \dfrac{1}{4}\left(1 - \cos\left(2 \cdot \Omega v \cdot T_\text{М}\right)\right) \right] + \\ + \dfrac{\delta_v}{4} \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \left[\begin{array}{l} \dfrac{T_\text{М} \cdot \Omega v}{2} - \dfrac{1}{4}\sin\left(2 \cdot \Omega v \cdot T_\text{М}\right) + \\ + \dfrac{\delta_v^2}{6} \left(\dfrac{2}{3} + \dfrac{\cos^3\left(\Omega v \cdot T_\text{М}\right)}{3} - \cos\left(\Omega v \cdot T_\text{М}\right) \right) \end{array} \right] \end{array} \right\}. \tag{24}$$

5. Выводы:

1. Показатели наработки автомобилей не связанные с выполненной работой двигателем не характеризуют однозначно процессы износа в их узлах, поскольку являются косвенными показателями. Объективным показателем наработки автомобиля является выполненная двигателем работа.

2. Предложенный метод определения выполненной работы двигателем с применением модели сложного движения автомобиля позволяет в сочетании с соответствующим измерительным комплексом осуществлять оценку наработки непосредственно в процессе эксплуатации автомобиля.

6. Литература:

1 Решетов Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.В. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

2 Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобиля / Н.Я. Говорущенко. – К.: Вища школа, 1971. – 231 с.
3 Великанов Д.П. Автомобильные транспортные средства / Д.П. Великанов, В.И. Бернацкий, Б.Н. Нифонтов, И.П. Плеханов; под ред. Д.П. Великанова. – М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
4 Шейнин А.М. Методы определения и поддержания надежности автомобиля в эксплуатации / А.М. Шейнин – М.: Транспорт. – 1969. – 98 с.
5 Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1998. – 468 с.
6 Панкратов Н. Управление использованием ресурса автомобилей в рядовых условиях эксплуатации / Н. Панкратов, А. Шейнин // Автомобильный транспорт. – 1969. – №10. – С. 18.
7 Сорокин Б.Д. К вопросу о сроке службы грузовых автомобилей / Б.Д. Сорокин, И.И. Пугачев // Вопросы развития автомобильных транспортных средств; под ред. Д.П. Великанова. – М.: Транспорт, 1978. – С. 155-167.
8 Бажинов О.В. Наукові основи оцінки ресурсу силових агрегатів транспортних машин з урахуванням умов експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.В. Бажинов. – Харків, 2001. – 32 с.
9 Колегаев Р.Н. Определение оптимальной долговечности технических систем / Р.Н. Колегаев. – М.: Советскоерадио, 1967. – 112 с.
10 Лебедев А.Т. Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе / А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.В. Абрамов, В.Н. Плетнев, В.О. Тесля // Механіка та машинобудування. Науково технічний журнал. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011 – №2. – 295 с.
11 Абрамов Д.В. Розробка експериментального методу визначення потужності двигуна при русі автомобіля по дорозі / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Новітні технології - для захисту повітряного простору: дев’ята наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 17-18 квітня 2013р.: тези доповідей. – Харків, 2013. С. 239.
12 Пат. 101997 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації / Абрамов Д.В., Кайдалов Р.О., Коробко А.І., Нікорчук А.І., Подригало М.А., Тарасов Ю.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.
13 Артемов Н.П. Мобильный регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний колёсных машин / Н.П. Артемов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, Д.В. Абрамов, А.И. Коробко, О.А. Назарько, А.Н. Мостовая, В.О. Тесля // Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов: международная научно-практическая конференция, 18-20 апреля: материалы. – Сургут, 2012. – С. 19-23.
14 Lebedev A. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement / A. Lebedev, N.Artiomov, M. Shuljak, [et. all] // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2015. – Вып. 36. – С. 60-66.
15 Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 478 с.

За контакти: PhD. Eng., Professor, Podrigalo Michail, PhD. Eng., associate Professor, Abramov Dmitriy, PhD. Eng., associate Professor Molodan Andrey, Kharkov National Automobile and Highway University. Department “Technology of Machine Building and Repair”, Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

IMPROVEMENT OF RELIABILITY ASSESSING METHOD OF THE WHEELED VEHICLE BRAKE SYSTEM

Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmitriy Klets,
Viktoria Zadorozhnyaya

Abstract: Reliable operation of wheeled vehicles brake systems has an impact on their stability, which manifested a lack of propensity to skidding when braking and the ability to stay in the shortest possible time. The improved method for assessing the reliability of the articulated wheeled vehicle brake system using the method of partial acceleration is offered. The scheme of the forces acting on the articulated wheeled vehicle when braking with the unlocked wheels, provided the possibility of folding its sections, is reviewed. The criterion in the form of angular acceleration in the plane of the road $\dot{\omega}_z$, on the magnitude and sign of which can be seen on the refusal of brake mechanisms, is received. When braking with operable brakes $\dot{\omega}_z \le 0$ (stabilizing partial angular acceleration exceeds the disturbing partial angular acceleration) wheeled vehicle will have a margin of stability. Upon reaching $\dot{\omega}_z > 0$ the vehicle becomes unstable, which may indicate of the braking system malfunction. The criterion takes into account the current level of wheeled vehicles, allowing to create a braking control in which the brake force distribution between the axles is in accordance with the distribution of the normal reaction of the road. The results can be used in the design, manufacture and operation of articulated wheeled vehicles.
Key words: method, reliability, brake system, articulated.

Оценке устойчивости колесных машин при торможении, в том числе и многоосных, посвящено значительное количество научных исследований [1-5]. Однако в указанных работах, при оценке показателей устойчивости машин при торможении, не учитывались как особенности конструкции шарнирно-сочлененных машин, так и надежность тормозной системы, и ее техническое состояние.

Учесть влияние особенностей конструкции машины, технического состояния тормозной системы и работоспособности ее элементов на устойчивость движения позволит использование метода парциальных ускорений применительно к описанию кругового движения шарнирно-сочлененной машины в плоскости дороги [6]. В работе [7] предложен метод оценки устойчивости автомобиля при торможении на основе применения метода парциальных ускорений. Он не позволяет учесть особенности конструкции шарнирно-сочлененных машин, поэтому его дальнейшее совершенствование является актуальной задачей.

Для решения поставленной задачи рассмотрим схему сил, действующих на шарнирно-сочлененную колесную машину при торможении с незаблокированными колесами, при условии возможного складывания ее секций (рис. 1).

Занос машины проявляется появлением углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. В подвижной системе координат *XOYZ* уравнение вращательного движения колесной машины в наиболее общем виде будет иметь вид

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = R_{\delta 1} \cdot a \cdot k_a - R_{\delta 2} \cdot b \cdot k_b, \qquad (1)$$

где a – расстояние от проекции передней оси до проекции центра масс на опорную плоскость;

b – расстояние от проекции задней оси до проекции центра масс на опорную плоскость;

k_a, k_b – коэффициенты, учитывающие влияние складывания секций машины на расстояния от проекции центра масс до проекций соответствующих осей на опорную плоскость;

$R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – боковые реакции дороги на осях;

I_{zc} – центральный момент инерции с учетом складывания секций, относительно вертикальной оси

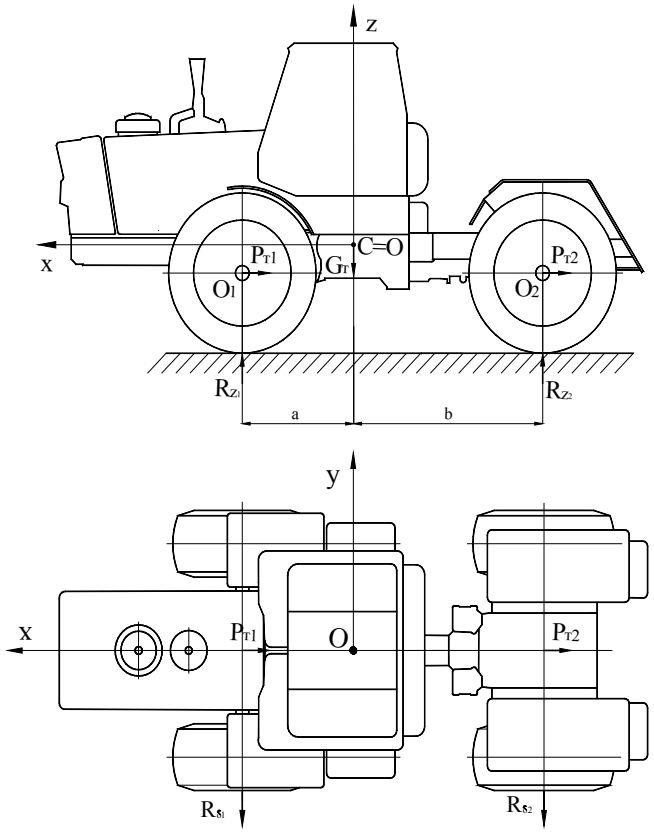


Рис.1. Схема сил, действующих на шарнирно-сочлененную машину при торможении с незаблокированными колесами

$$I_{zc} = m_T \cdot i_z^2, \tag{2}$$

m_T – общая масса колесной машины;

i_z – радиус инерции машины, с учетом складывания секций, относительно вертикальной оси *OZ*.

Из уравнения (1) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на I_{zc} [6]

$$\dot{\omega}_z = \frac{R_{\delta 1} \cdot a \cdot k_a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta 2} \cdot b \cdot k_b}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z\,возм}^{парц} - \dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц}, \tag{3}$$

где $\dot{\omega}_{z\,возм}^{парц}$ – возмущающее парциальное угловое ускорение

$$\dot{\omega}_{z\,возм}^{парц} = \frac{R_{\delta 1} \cdot a \cdot k_a}{I_{zc}}, \tag{4}$$

$\dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц}$ – стабилизирующее парциальное угловое ускорение

$$\dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц} = \frac{R_{\delta 2} \cdot b \cdot k_b}{I_{zc}}. \tag{5}$$

Боковые силы на осях могут быть определены (при условии действия на их колеса суммарных касательных реакций R_{xi} приближенно равных суммарным тормозным силам P_{Ti} на этих осях) по зависимости

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{zi}^2 - \beta_i^2 \cdot P_T^2}\ , \tag{6}$$

где R_{zi} – суммарная нормальная реакция дороги на колесах *i*-ой оси;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

P_T – общая тормозная сила на осях колесной машины

$$P_T = \sum_{i=1}^{n} P_{Ti}\ , \tag{7}$$

β_i – доля общей тормозной силы, приходящаяся на колеса *i*-ой оси;

$$\beta_i = \frac{P_{Ti}}{P_T}. \tag{8}$$

Общая тормозная сила P_T связана с замедлением *j* машины при торможении следующим соотношением

$$P_T = m_T \cdot j\ . \tag{9}$$

Подставляя (9) в (6), получим

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{zi}^2 - \beta_i^2 \cdot m_T^2 \cdot j^2}\ . \tag{10}$$

Суммарная нормальная реакция R_{zi} на колесах *i*-ой оси может быть определена как

$$R_{zi} = q_i \cdot G_T = q_i \cdot m_T \cdot g\ , \tag{11}$$

где q_i – доля общего веса машины G_T, приходящаяся на колеса *i*-ой оси;

g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2.

После подстановки выражения (11) в соотношение (10) получим

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot q_i^2 \cdot m_T^2 \cdot g^2 - \beta_i^2 \cdot m_T^2 \cdot j^2} = m_T \cdot g \cdot q_i \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{\beta_i}{q_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{j}{g}\right)^2}\ . \tag{12}$$

Современный уровень развития колесных машин позволяет создать тормозное управление, в котором распределение тормозных сил между осями осуществляется в соответствии с распределением нормальных реакций дороги. В этом случае $\beta_i = q_i$ и выражение (12) примет вид

$$R_{\delta i} = m_T \cdot g \cdot q_i \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{j}{g}\right)^2}\ . \tag{13}$$

Определим парциальные ускорения $\dot{\omega}_{z\,возм}^{парц}$ и $\dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц}$ с учетом соотношений (2) и (13). Для этого подставим указанные соотношения в уравнения (4) и (5)

$$\dot{\omega}_{z\,возм}^{парц} = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{j}{g}\right)^2} \cdot q_1 \cdot a \cdot k_a\ ; \tag{14}$$

$$\dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц} = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{j}{g}\right)^2} \cdot q_2 \cdot b \cdot k_b . \qquad (15)$$

Уравнения (14) и (15) позволяют осуществлять диагностику технического состояния тормозной системы колесной машины. Подставляя (14) и (15) в (3), получим

$$\dot{\omega}_z = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{j}{g}\right)^2} \cdot \left(q_1 \cdot a \cdot k_a - q_2 \cdot b \cdot k_b\right). \qquad (16)$$

По величине и знаку $\dot{\omega}_z$ можно судить об отказе тормозных механизмов. При торможении с работоспособными тормозными механизмами $\dot{\omega}_z \le 0$ (стабилизирующее парциальное угловое ускорение $\dot{\omega}_{z\,стаб}^{парц}$ будет превышать возмущающее парциальное угловое ускорение $\dot{\omega}_{z\,возм}^{парц}$) колесная машина будет обладать запасом устойчивости. При достижении $\dot{\omega}_z > 0$ машина станет неустойчивой, что может свидетельствовать о неправильной работе тормозной системы, в том числе и вследствие отказа тормозных механизмов.

ВЫВОДЫ:

1. Предложен уточненный метод оценки технического состояния тормозной системы, с использованием метода парциальных ускорений, учитывающий особенности конструкции колесных шарнирно-сочлененных машин.
2. Получен критерий углового ускорения в плоскости дороги, по величине и знаку которого можно судить об отказе тормозных механизмов.
3. Предложенный метод позволяет проводить диагностирование техническое состояние тормозных систем шарнирно-сочлененных средств транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А. , Волков В.П. , Карпенко В.А. и др.; под ред. М.А. Подригало. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 614 с.
2. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демянюк В.А. и др.; под ред. Б.Б. Генбома. – Львов: Выща школа, 1974. – 234 с.
3. Мартынюк А.А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин / Мартынюк А.А., Лобас Л.Г., Никишина Н.В. – К.: Техніка, 1981. – 223 с.
4. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В.Ю., Доброгорский М.В.; под ред. М.А. Подригало – Х.: ХНАДУ, 2006. – 335 с.
5. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Антонов Д.А. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
6. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А. и др.; под ред. М.А. Подригало – Х.: Міськдрук, 2012 – 220 с.
7. Полянский А.С. Применение метода парциальных ускорений для оценки устойчивости автомобиля при торможении / А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, В.Н. Плетнев // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: сб. науч. трудов. – 2012. – Вып. 36. – С. 17-19.

За контакти: Doctor, Professor, Polyansky Alexandr, PhD. Eng., associate Professor, Yevgeniy Dubinin, Doctor, Professor Dmitriy Klets, PhD., associate Professor, Viktoriya Zadorozhnyaya, Kharkov National Automobile and Highway University. Department “Technology of Machine Building and Repair”, Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ЭТАНОЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ (ДЭТ) НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА БЕНЗИНОВ

INFLUENCE OF THE ETANOL FUEL COMPONENT (EFC) ON CHANGE METRICS OF PETROL QUALITY

Bezrodniy V.V., Nahliuk I.S.

Abstract. The dopants analysis influenced on octane values increasing have been made. The results of ethanol fuel component influence on octane values petrol deviation and fractional composition have been given.
Keywords: ethanol, octane number, petrol, fractional composition.

1. Введение:

В настоящее время в Украине и странах СНГ широкое распространение приобретают присадки к топливам. Это вызвано в первую очередь возможностью использовать более дешевый низкооктановый бензин, улучшив его антидетонационные свойства. Используя многофункциональные присадки, можно улучшить потребительские качества стандартных топлив. Например, применение моющих присадок позволяет улучшить защитные, экологические, моющие и другие свойства. Применение присадок позволяет повысить комфортность обслуживания автомобиля, поддержанием оптимальных характеристик рабочих режимов и увеличением ресурса двигателя и его систем.

В 90-е годы наибольшее развитие получили альтернативные антидетонаторы и модификаторы горения, т.к. это связано с переходом нефтеперерабатывающих заводов стран СНГ и Украины на производство неэтилированных бензинов. В России рассматривается вопрос о запрете применения на всей территории этилированных автомобильных бензинов с января 2002 г. Для повышения детонационной стойкости бензинов возрастает необходимость использования различных антидетонационных присадок.

В последнее время в странах СНГ чаще всего применяются следующие присадки и добавки:

- присадки на основе элементоорганических соединений железа и марганца;
- кислородосодержащие добавки (низкие алифатические спирты, метилтретбутиловый эфир, фэтерол и др.);
- азотосодержащие присадки (N-метиланилин, экстралин, АДА, ДАКС, автовэм, ферроз, ксилидин, самин).

В качестве альтернативы алкилсвинцовым антидетонаторам для получения неэтилированных бензинов применяют в небольших концентрациях

присадки на основе марганца и железа. В бензинах марки А-76 допускается концентрация марганца не более 50 мг/л и не более 18 мг/л в А-92. Существенным недостатком применения марганец и железосодержащих присадок является об-разование при их сгорании в автомобильных дви-гателях оксидов железа и марганца, которые, отлагаясь на деталях поршневой группы двигателя и свечах зажигания, приводят к преждевременному выходу их из строя.

Азотсодержащие беззольные присадки по своим антидетонационным свойствам уступают вышеуказанным соединениям железа и марганца, но в 10-15 раз превосходят кислородосодержащие добавки МТБЭ (метилтретбутиловый эфир) и фэтерол [1]. Будучи аминами они обладают также антиокислительными, стабилизирующими и антикоррозионными свойствами. В связи с этим продолжается поиск и использование новых азотсодержащих антидетонаторов.

Кислородосодержащие соединения (оксигенаты) сегодня рассматривают как альтернативу тетра-этилсвинцу. В качестве оксигенатов в составе бензинов используют метанол, этанол, третбутиловый и вторбутиловый спирты, метилтретбутиловый эфир,

динзопропиловый эфир и другие. Оксигенаты характеризуются высоким октано-вым числом смешения, низкой летучестью, по-ниженной фотохимической активностью. Поэтому использование оксигенатов перспективно и будет увеличиваться, хотя, возможно с определенными ограничениями по МТБЭ и метанолу, т.к. в США в настоящее время остро обсуждается проблема дальнейшего использования МТБЭ в качестве компонента автомобильных бензинов. Поводом для этого послужило попадание МТБЭ в питьевую воду из бензохранилищ и бензопроводов. В связи с этим в штате Калифорния предлагается ввести запрет на применение МТБЭ при производстве автобензинов с 2002 года [2]. По мнению многих авторов более перспективными на сегодня остаются добавки на основе простых эфиров и этанола.

2. Изложение:

Сегодня из числа кислородосодержащих добавок наибольшее применение нашли МТБЭ и фэтерол (смесь МТБЭ с третилбутиловым спиртом). Влияние МТБЭ и фэтерола на повышение октанового числа модельной смеси эталонных углеводородов, соответствующий бензину с октановым числом 70 [3], представлены на рис.1 и 2.

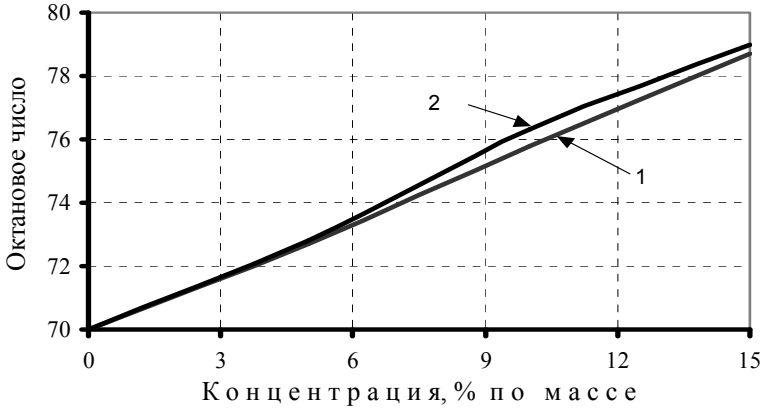


Рис.1.Изменение октанового числа эталонной смеси от концентрации МТБЭ: 1-по моторному методу; 2-по исследовательскому методу

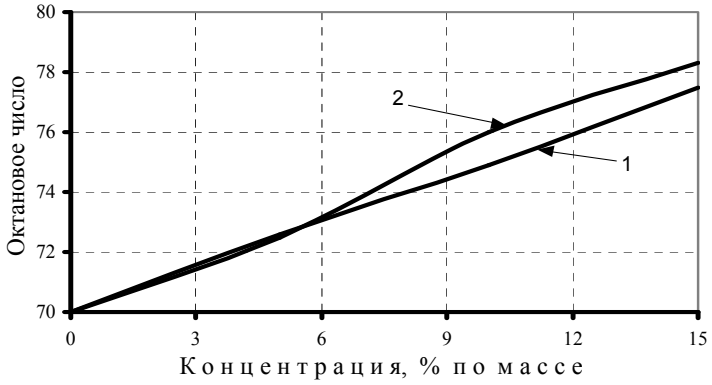


Рис.2.Изменение октанового числа эталонной смеси от концентрации фэтерола: 1-по моторному методу; 2-по исследовательскому методу

Из графиков видно, что добавляя МТБЭ и фэтерол, октановое число эталонной смеси изменяется по прямопропорциональной зависимости и даёт почти одинаковый прирост октановых чисел по моторному и исследовательскому методам.

Автором работы были выполнены исследования изменения октановых чисел бензинов, отобранных на АЗС города Харькова, при добавлении ДЭТ в эти бензины. Октановое число определялось с помощью моторной установки УИТ-65 по моторному

(ГОСТ 511-82) и исследовательскому (ГОСТ 8526-82) методам. Результаты этих исследований представлены графиками на рис.3.

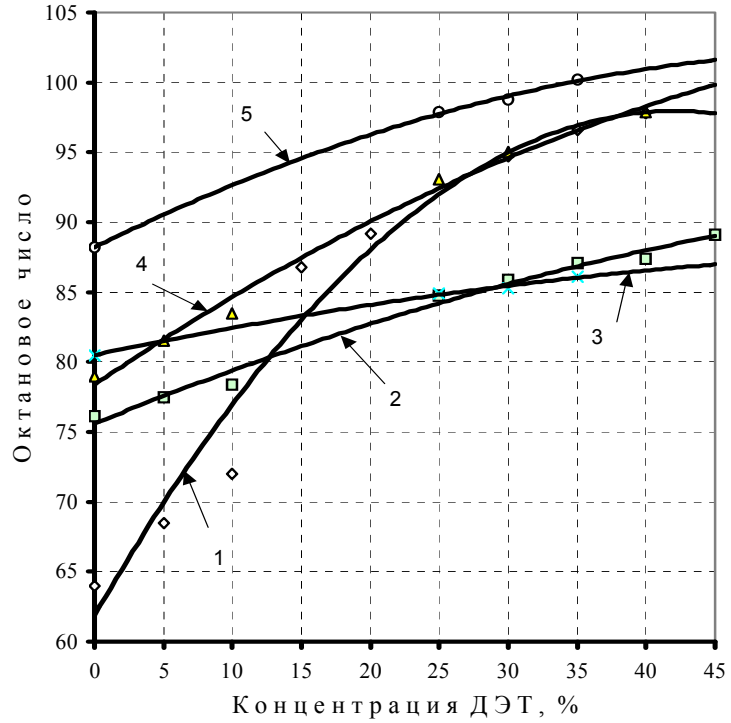


Рис.3. Изменение октановых чисел бензинов от концентрации ДЭТ:
1 - бензин газовый стабильный (ММ); 2 – бензин А-76 (ММ); 3 – бензин А-92 (ММ);
4 – бензин А-76 (ИМ); 5 – А-92 (ИМ)

Рассматривая изменения октановых чисел по исследовательскому методу видно, что значительный прирост октанового числа ДЭТ даёт в бензине газовом стабильном, в бензинах А-76 и А-92 характер изменения кривых октановых чисел примерно одинаковый. При анализе октановых чисел по моторному методу, наблюдается значительное снижение прироста октанового числа у бензина А-92 по сравнению с бензином А-76. Что свидетельствует о том, что чувствительность бензинов при добавлении ДЭТ увеличивается, а значит, изменился химический состав бензина.

Сравнение октановых чисел с поведением бензинов в дорожных условиях показало [4], что исследовательский метод ближе характеризует антидетонационные свойства бензинов при работе двигателя в условиях городской езды при сравнительно низкой тепловой напряженности. С повышением теплового режима двигателя, при езде по плохим дорогам, или перевозке тяжелых грузов и длительной загородной езде, фактическая антидетонационная стойкость бензина больше соответствует октановым числам по моторному методу.

Фракционный состав бензина оказывает влияние на легкость и надежность пуска, длительность прогрева, приемистость автомобиля, расход топлива, время разгона, износ цилиндро-поршневой группы и другие эксплуатационные показатели.

При добавлении ДЭТ в бензины наблюдается изменение фракционного состава бензинов (рис.3). Температура начала кипения и перегонки 10% бензина характеризуют пусковые свойства бензина в зимний период и образование паровых пробок в летний период эксплуатации. Добавление ДЭТ в бензин газовый стабильный повышает температуру перегонки 10%, но она значительно ниже, чем температура бензина А-76, а следовательно вероятность образования паровых пробок при использовании этого бензина остаётся высокой.

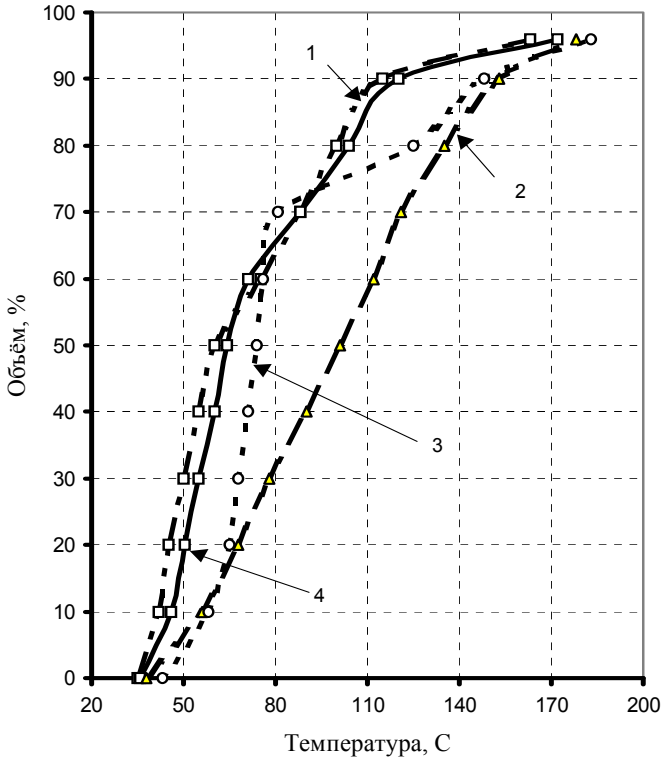


Рис.4. Изменение фракционного состава от концентрации ДЭТ:
1 – бензин стабильный газовый; 2 – бензин А-76; 3 – бензин А-76 + 35 % ДЭТ;
4 – бензин стабильный газовый + 15 % ДЭТ

Температура перегонки 50% бензина характеризует длительность прогрева двигателя, т.е. время от момента его пуска до достижения плавной устойчивой работы и началу движения. Понижение температуры перегонки 50% бензина с ДЭТ положительно скажется на сокращении времени прогрева двигателя и улучшению приемистости в том случаи, если теплота сгорания не уменьшиться.

Для нормальной работы двигателя, важное значение имеет равномерность распределения рабочей смеси по отдельным цилиндрам. Она определяется полнотой сгорания бензина в двигателе и характеризуется температурами перегонки 90% и конца его кипения. При высоких значениях этих температур тяжелые фракции не испаряются во впускном трубопроводе двигателя и поступают в цилиндры в жидком состоянии. Жидкая часть бензина испаряется в камере сгорания не полностью и протекает через замки поршневых колец в картер двигателя. При этом происходит смывание масляной пленки со стенок цилиндров и разжиживание картерного масла, вследствие чего интенсивность изнашивания цилиндро-поршневой группы увеличивается. Вследствие неполного сгорания бензина в камере сгорания повышается его расход и снижаются экономичность и мощность двигателя. Бензины с ДЭТ имеют более низкую температуру перегонки 90%, а следовательно должны способствовать увеличению ресурса двигателя.

3. Заключение:

Из выполненных исследований видно, что добавка этанольная топливная позволяет повышать октановые числа в достаточно широком диапазоне. Но при добавлении в высокооктановые бензины эффективность действия ниже по сравнению с низкооктановыми бензинами. Существенное влияние оказывает на повышение октанового числа групповой состав бензинов.

Литература:

1. 1. Батрин Ю.Д., Старовойтов М.К., Якушкин М.И. (2000). Изучение антидетонационных свойств аминов различных классов приме-нительно к прямогонным и товарным бензи-нам А-76 и АИ-92. // Новые топлива с при-садками, Сб. трудов конференции. – Санкт-Петербург. Академия Прикладных исследо-ваний. - №12. – с. 61-68.
2. Емельянов В.Е.(2000). Производство и примене-ние автомобильных бензинов в России и за рубежом. // Новые топлива с присадками. Сб. трудов конференции. – Санкт-Петербург. Академия Прикладных исследо-ваний. - №12.-с.28-38.
3. Емельянов В.Е., Данилов А.М.(1996). Бензины с улучшенными экологическими свойствами. // Автомобильная промышленность. - №12. – с.33-35.
4. Гуреев А.А., Иванова Р.Я., Щёголев Н.В.(1974). Автомобильные эксплуатационные матери-алы. –Москва: Транспорт. – 280 с.

СПОСОБ ОЦЕНКИ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЕЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ

METHOD OF LEAKPROOFNESS ASSESSMENT ELECTROHYDRAULIC INJECTOR

Евгений Зенкин, Николай Булгаков, Евгений Белогуров

Method of leakproofness assessment electrohydraulic injector*: proposed and experimentally tested method diagnosings of leakproofness assessment electrohydraulic injector of accumulative system diesel fuel feeding as one of factors its technical condition.*

Key words: *accumulative system diesel fuel feeding; stand for test of injector; electrohydraulic injector; sensor of pressure ; leakproofness*

ВВЕДЕНИЕ

На данный момент оценивать техническое состояние форсунок аккумуляторных систем топливоподачи дизельных двигателей можно несколькими способами. По косвенным параметрам изменению ускорения вращения коленчатого вала двигателя [1], при стендовой проверке в совокупности с топливной рампой и ТНВД [2], оценивая количество топлива в линиях обратного слива с помощью специального набора для диагностирования аккумуляторных систем [3], по изменению колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе [4], Все вышеперечисленные методы имеют как свои достоинства так и недостатки, ограничивающие область их применения, или требующие значительных капиталовложений в специализированное диагностическое оборудование. В данной статье рассматривается возможность использовать стенды для проверки классических гидромеханических форсунок, модернизировав их для оценки герметичности электрогидравлических форсунок.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — предложить и обосновать методику оценки герметичности электрогидравлической форсунки системы аккумуляторной подачи топлива дизельного двигателя

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- определить места возникновения утечек в сопряжениях деталей электрогидравлических форсунок;
- оценить возможность доработки традиционного стенда для проверки гидромеханических форсунок для возможности диагностирования герметичности ЭГФ;
- провести регистрацию изменения давления топлива подведённого от стенда к форсунке в зависимости от времени;
- выполнить анализ результатов испытаний;
- на основе анализа выбрать диагностический параметр, который можно использовать для оценки герметичности электрогидравлической форсунки.

Объект исследования — процесс, снижения давления топлива в полостях электрогидравлической форсунки, фиксируемый с помощью дополнительно установленного датчика давления ицифрового пишущего осциллографа.

ИЗЛОЖЕНИЕ Как видно из нижеприведенного рисунка в ЭГФ возможны утечки в шести различных сопряжениях (рис.1).

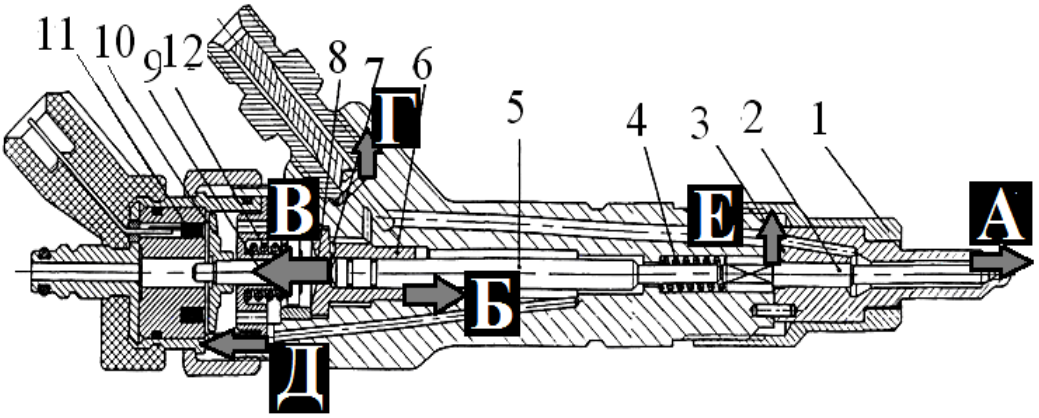


Рисунок 1 — Расположения возможных утечек в ЭГФ
А - утечка по запорному конусу иглы, Б — утечка по фторопластовому уплотнению, В — утечка по клапану управляющей камеры, Г - утечка по уплотнению входного фильтрующего элемента, Д – утечка по резьбе фиксации электромагнита Е - утечка по уплотнению распылителя, 1 – гайка распылителя, 2 – игла, 3 – распылитель,4 – пружина иглы, 5 – мультипликатор,6 – втулка,7 – жиклер камеры управления, 8 – шариковый клапан, 9 –шток, 10 –якорь электромагнита; 11 – электромагнит; 12 – пружина клапана

При этом утечки в сопряжениях «Г», «Е», «Д» однозначно зависят от правильности сборки форсунки и не зависят от износных процессов, в этих сопряжениях нет подвижных частей и износ невозможен. Зона «Б» представляет собой уплотнение штока мультипликатора 5 с помощью фторопластового кольца и может потерять герметичность вследствие как неправильного монтажа, так и при сильном износе уплотнения при регулярном перемещении мультипликатора. Зона «А» представляет собой сопряжение конуса иглы и седла, и имеет конструкцию аналогичную традиционным гидромеханическим форсункам закрытого типа [2]. Соответственно и проверка на герметичность для этого сопряжения аналогична таковому у гидромеханических форсунок. Наибольший интерес представляет зона «В», герметичность данного узла однозначно определяется шариковым клапаном электромагнита (в ряде моделей форсунок – золотниковым [2]). Данный клапан управляет давлением в управляющей камере форсунки и регулирует процесс впрыскивания топлива. – Если рассмотреть данные сопряжения с точки зрения вероятности выявления утечек как визуальным путём, так и с помощью теста снижения давления в полостях форсунки, то можно отметить следующее: утечки в сопряжениях «Г», «Е», «Д» можно выявить как визуально, так и по падению давления, но их вероятность их возникновения маловероятна и в большей степени связана с неправильным техническим обслуживанием форсунки; утечка в зоне «Б» представляет собой перетекание топлива из управляющей камеры в полость окружающую мультипликатор, является внутренней утечкой и не может быть продиагностирована визуально, также данная утечка не диагностируется изменением давления, поскольку суммарное давление в корпусе форсунки при этом не меняется. Однако её влияние на работу форсунки значительно. Как было указано выше утечка по сопряжению «А» диагностируется по методу аналогичному как для гидромеханических форсунок. То есть её можно установить как визуально, так измеряя давление в полости форсунки. Утечка по клапану управляющей камеры «В» может быть также оценена как по давлению топлива, так и с помощью визуального контроля. При этом потеря герметичности в этой зоне оказывает наибольшее влияние на процесс топливоподачи, причём если при относительно малых утечках только происходит изменение цикловой подачи топлива в цилиндр, то при большой величине утечки возможна потеря давления в гидроаккумуляторе в целом, что в свою очередь приведёт к невозможности запуска двигателя [1]. Можно считать, что в отличие от традиционных гидромеханических

форсунок, где герметичность форсунки является контролируемым параметром но не столь сильно влияет на работу топливной аппаратуры, в ЭГФ степень герметичности форсунки, и в частности герметичность запорного клапана управляющей камеры, должна быть принята как один из основных диагностических параметров.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ. Для проведения замеров на герметичность необходима модернизация любого стандартного стенда для проверки гидромеханических форсунок. Поскольку в данном случае нет необходимости проводить впрыскивание, то отпадает нужда в электронном блоке управления, который бы посылал импульсы на обмотку ЭГФ основная задача стенда сводится только к созданию давления в полостях форсунки и его измерения. Обычно максимальные давления в аккумуляторной топливной аппаратуре могут достигать величин 100…200 МПа [1,2]. Стандартный стенд с ручной накачкой технически позволяет создавать давления в требуемом диапазоне, но как правило комплектуется манометром, позволяющим измерять давления не выше 40 МПа. Соответственно манометр должен быть демонтирован и заменён на специальный датчик высокого давления, либо это датчик стороннего изготовителя с подходящими параметрами либо штатный датчик давления топлива от аккумуляторных систем топливоподачи. Также стенд должен быть оснащён краном, отсекающим полость плунжерной пары для более точного измерения, поскольку величина собственных утечек в сопряжениях пары может быть сравнима с утечками в форсунке. Следует заметить, что при давлениях более 100 МПа сопряжения крана могут иметь незначительные утечки и для снижения погрешности измерений величина утечек запорного элемента крана предварительно измеряется при нагнетании давления «в тупик» и затем используется в расчётах как постоянная величина. Суть методики заключается в создании высокого давления в полостях форсунки с помощью плунжерной пары стенда 1 (рис. 2) (приводимой в действие ручным приводом), и замера скорости падения давления с помощью измерительной аппаратуры. Исходным положением является то, что скорость падения давления будет отражать степень герметичности форсунки. Если для каждой форсунки заранее рассчитать на основании математической модели [5] эталонное значение утечек и соответственно скорости падения давления, либо получить эти данные путём обмера новых исправных форсунок, то сопоставляя их с полученными при диагностировании можно произвести выбраковку форсунок, и принять решение об их замене или ремонтных работах. В качестве измерительной аппаратуры при проведения эксперимента рекомендуются к использованию штатный датчик от аккумуляторной системы топливоподачи Bosch FPS (0 281 002 700) 5 (рис. 2) и для более точных замеров в нижнем диапазоне давлений датчик давления с меньшим рабочим диапазоном Honeywell MLH260BSB024. Сигналы датчиков записывались цифровым пишущим осциллографом L-Card L783 и программным обеспечением PowerGraph .

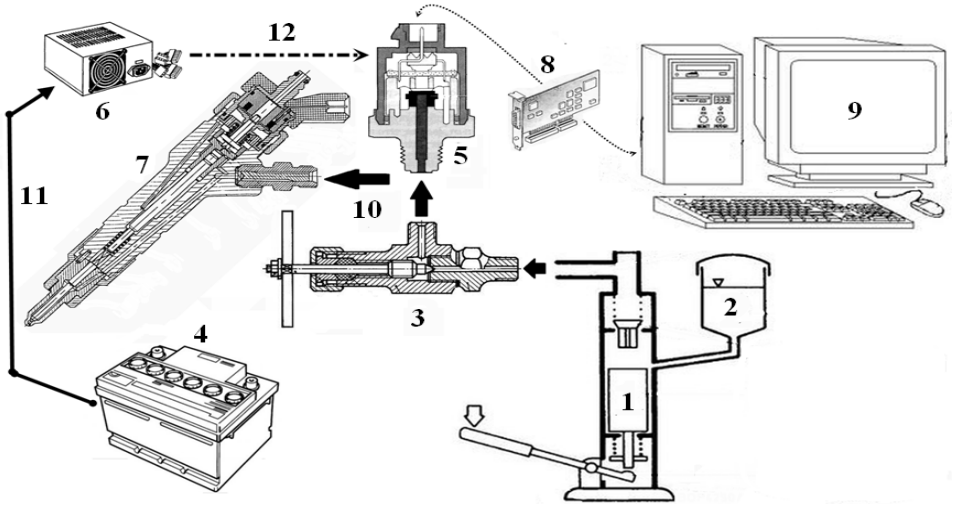


Рисунок 2 — Измерительный комплекс

1 — опресовочный стенд без манометра ; 2 — бачок для проверочной жидкости или дизтоплива; 3 — кран отсечки высокого давления 3 — кран отсечки высокого давления; 4 — аккумуляторная батарея; 5 — тензодатчик давления топлива 6 — преобразователь напряжения питания датчика; 7 — проверяемая форсунка; 8 — АЦП L-Card 783; 9 — персональный компьютер со специальным програмным обеспечением; 10 — линия высокого давления топлива; 11 — линия напряжения питания 12 вольт; 12 — линия напряжения питания 5 вольт.

Порядок проведения заключается в следующем – установить тестируемую форсунку на стенд; подключить измерительную аппаратуру (датчик и цифровой осциллограф); создать давление в стенде до выбранной тестовой величины (для каждой форсунки она может быть индивидуально определена) после чего перекрыть вентиль, разобщающий полости форсунки и стенда; записать осциллограмму падения давления в полостях форсунки, визуально проконтролировать наличие утечек по корпусу, распылителю и линии обратного слива; провести математическую обработку сигнала с целью вычисления скорости падения давления; сравнить с эталоном. Следует отметить, что даже в исправных новых форсунках присутствует определённая, допускаемая производителем, величина утечек, то есть форсунка не является идеально герметичной. А это означает, что выбранный в качестве диагностического параметр – скорость падения давления топлива будет отличным от нуля. Что и представлено на рисунке 3.

Скорость падения давления является первой производной от амплитуды падения давления в полости форсунки, она автоматически может быть рассчитана с помощью программного обеспечения Powergraph и отображена на экране измерительного комплекса в режиме «реального времени».

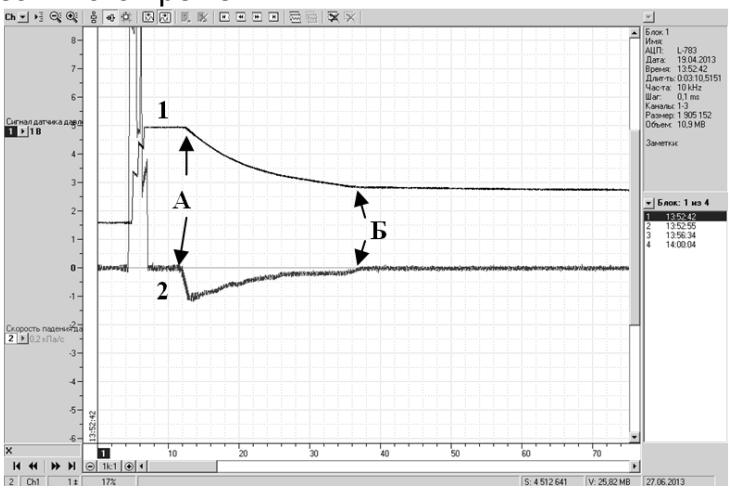


Рисунок 3 — Эталонная осциллограмма для исправной электрогидравлической форсунки
А – конец нагнетания и момент начала измерения; Б — конец снижения давления до остаточного значения;
1 — Сигнал датчика давления топлива; 2 — Расчётное изменение скорости падения давления

Сравнение полученных кривых изменения скорости давления для разных форсунок с эталонным вариантом позволяет установить степень их герметичности. Из осциллограммы приведенной на рисунке 4 хорошо видно, что при значительном износе клапана управляющей камеры форсунки происходит не только увеличение скорости падения давления, но и сам уровень давления снижается до более низкого значения остаточной величины.

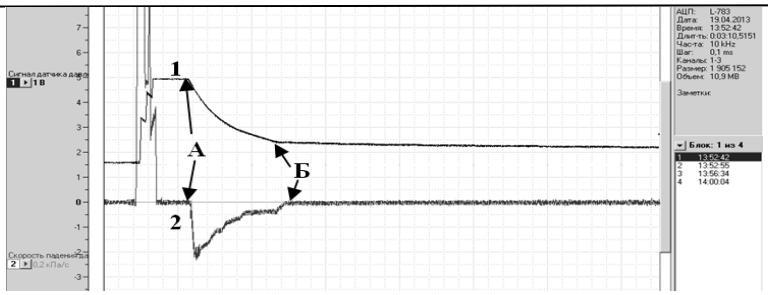


Рисунок 4 — Осциллограмма электрогидравлической форсунки с изношеным клапаном управляющей камеры

А – конец нагнетания и момент начала измерения; Б — конец снижения давления до остаточного значения;

1 — Сигнал датчика давления топлива; 2 — Расчётное изменение скорости падения давления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Разработанная методика позволяет снизить затраты времени на оценку технического состояния электрогидравлической форсунки. Основным диагностическим параметром методики является скорость падения давления в полостях форсунки. Одним из преимуществ данного метода оценки герметичности является возможность использовать стандартный гидравлический опрессовочный стенд с доработкой электронной системы измерения. Что в свою очередь уменьшает затраты на переоснащение топливного участка СТО. Предложенная методика позволяет эффективно выявлять одну из самых распространённых причин потери герметичности форсунки и гидроаккумулятора в целом – износ запорного клапана управляющей камеры.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «автомеханик»./ Губертус Гюнтер. [пер. с нем.] – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2004. – 176 с.

[2] Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. – М.: Легион – Автодата, 2005. – 344 с.

[3] Зенкин Е.Ю. Диагностирование неисправностей топливной аппаратуры системы Common Rail путём измерения расхода топлива в линиях слива / Зенкин Е.Ю. // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов – Х., 2005. – Вып. 17. – С. 52–54.

[4] Зенкин Е.Ю. Метод определения неравномерности срабатывания цилиндров дизеля в условиях электронной компенсации частоты вращения / Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов – Х., 2008. – Вып. 22. – С. 102–108.

[5] Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов – Х., 2009. – Вып 23. – С. 95–99.

ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ ITS

В.Волков, И.Грицук, Ю.Волков

THE INFORMATION AND COMMUNICATION TECHNICAL DIAGNOSING SYSTEM OF THE CAR IN THE CONDITIONS OF ITS

V. Volkov, I. Gritsuk, Y. Volkov
Kharkov National automobile and highway university
Kharkov, Ukraine

Abstract. This paper proposes an experimental method for diagnosing and forecasting parameters of the engine and vehicle on-board diagnostic information and software complex virtual enterprise under ITS.
Key words: diagnosis, prognosis, software, information systems, software and diagnostic system, vehicle.

1. Введение:

Для организации ТО и Р с учетом состояния транспортных средств (ТС) в конце 1990-х г. в США и странах ЕС были принятые стандарты, которые ввели обязательность оснастки ТС электронными системами контроля параметров работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), связанных с изменением состава отработанных газов (эмиссии)[1,2]. В США с 1996 г. все легковые автомобили и легкие грузовики оборудуються бортовой диагностикой *OBD*-II (On - Board Diagnostics II), которая использует диагностические коды неисправностей (Diagnostic Trouble Codes - DTCs), что позволяет считывать DTCs, пересматривать параметры работы двигателя и других электронных систем ДВС и ТС. Аналогичный европейский стандарт - EOBD, был принят в 2001 г. [1, 2]. В рамках *OBD*-II стандартизированы диагностические разъемы, протоколы обмена данными и частично стандартизированы DTCs. При обмене данными в *OBD* - II в основном используют протоколы ISO 9141, ISO 14230, SAE J1850 VPW, SAE J1850 PWM и CAN [1,2].

2. Изложение:

Анализ технических решений в ТС, которые выпускаются сегодня на рынке, показал, что в большинстве из них отсутствует возможность полноценно анализировать и прогнозировать техническое состояние ДВС и ТС. Современные требования к системам управления ДВС и ТС делают проблему прогнозирования технического состояния актуальной. Для таких систем важно установить не только то, что ДВС и ТС исправны в данный момент времени (в период контроля), но и то, что они будут продолжать оставаться исправными в течение некоторого интервала времени в будущем. С другой стороны, на рынке оборудования присутствуют системы управления, способные инсталлировать полноценные операционные системы, но их использование сегодня, пока что, проблематично для транспортных двигателей и ТС. Отмеченные факторы позволяют создать автоматизированную систему мониторинга, диагностирования и прогнозирования значений параметров технического состояния ДВС и ТС в условиях интеллектуальных транспортных систем (*ITS*), основанной на технологии баз данных (БД), с применением систем управления базами данных (СУБД).

С этой целью на кафедре «Техническая эксплуатация и сервис автомобилей» ХНАДУ выполнены исследования, где было разработано соответствующее программное обеспечение

интеллектуальных программных комплексов (ИПК) [2] на основе виртуального предприятия по эксплуатации автомобильного транспорта «ХНАДУ-ТЭСА» [2], что обеспечило формирование систем глобального мониторинга для получения технической информации об отдельных ТС, исследование диагностических параметров и определение работоспособности ТС при их эксплуатации в условиях информационных возможностей *ITS*.

В информационной системе мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния ТС в условиях *ITS* формирование и передача информации происходит на основе работы микроконтроллеров системы управления транспортного средства, оснащенного широким арсеналом коммуникационных расширений, которые позволяют собирать данные датчиков ДВС и ТС, частично обрабатывать результаты измерений, выдавать диагностические сообщения и передавать информацию через порты OBD - II [3].

Для создания автоматизированной системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния, определения работоспособности и рационального управления процессом эксплуатации ТС в составе бортовых информационно-диагностических комплексов, которые работают в условиях *ITS*, с учетом дорожных и эксплуатационных условий в оперативном режиме нужно решить несколько задач, связанных с информационными и аппаратно-программными возможностями микропроцессорной системы управления ДВС и ТС при их работе в пределах виртуального предприятия [2].

Для выполнения поставленной цели авторами разработан бортовой информационный программно-диагностический комплекс (БИПДК), который может быть успешно интегрирован в любую *ITS*, то есть он способен решать ее традиционные задачи. Однако его основное назначение - диагностирование и контроль параметров рабочих процессов ДВС и ТС в условиях эксплуатации с помощью бортовой диагностики OBD – II [1,2,3]. Техническими средствами комплекса являются: диагностический сканер, планшет (мобильный телефон, смартфон), что установлены в кабине водителя с наличием необходимого программного обеспечения.

С помощью адаптера (сканера) *OBD*-II [2] (или контролера сканера-коммуникатора (трекера) [2])который подключен одновременно к линии системы стандарта *OBD*-II ТС и к устройству БИПДК, с помощью *USB* или *Wi-Fi,* или *Bluetooth,* через *GPS*, а-*GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet или локальную* сеть, происходит соединение с *Web*-сервером, базой данных и необходимым программным обеспечением информационной системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния транспортного средства в условиях *ITS*. Таким образом оперативная информация, полученная из (через) *Internet, GPS, ГЛОНАСС, SBAS и (или*) *GPRS*, *от* ДВС и ТС поступает на автоматизированное рабочее место внутренней сети.

Планшетный ПК или смартфон, в силу своих массогабаритних особенностей, может непосредственно встраиваться в переднюю панель ТС, как устройство управления и отражения данных, которые собираются через дополнительные устройства сбора и передачи информации БИПДК. Подобные технические решения позволяют использовать операционные системы с развитым графическим интерфейсом (например, *Torque, Orange* и тому подобное) [2,4].

В пределах описанного БИПДК и виртуального предприятия [2,4] информационное обеспечение системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния транспортного средства в условиях *ITS* может иметь структуру, которая представлена на рис. 1.

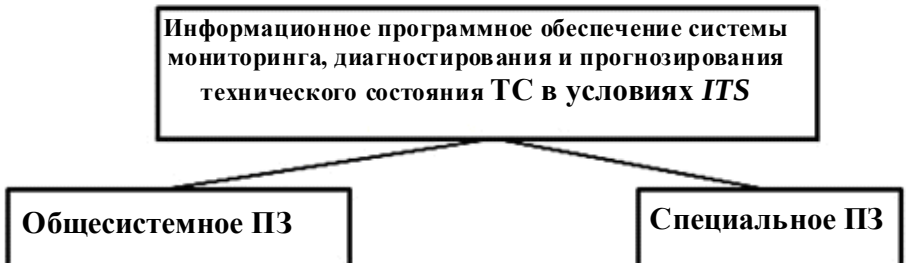


Рис. 1. Структура информационного обеспечения системы диагностирования и прогнозирования технического состояния ТС в условиях *ITS*

Информационное обеспечение системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния ТС в условиях *ITS* состоит из двух основных частей и имеет адресную направленность, а именно программного обеспечения общего назначения и специального программного обеспечения, которое являет собой программный код, который выполняет сбор, хранение и обработку информации ДВС и ТС [2,4]. Программная направленность ПО относится непосредственно к БИПДК и к рабочему месту внутренней сети или сервера. Согласно требований к ПО и информационной системе [2,4], она реализует решение таких задач : сбор данных из ДВС и ТС; хранение данной в файле БД; построение функциональных зависимостей во времени; построения прогноза технического состояния ДВС и ТС по определенным параметрам.

Прикладное ПО, в соответствии с решаемых заданиями состоит из таких элементов, как подсистема, которая реализует графический интерфейс пользователя и подсистема обработки данных. При выполнении первичной обработки полученных из ТС данных последовательно происходит выполнение операции переконвертации полученных табличных данных к стандартному виду и передача их к информационной системе мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния транспортного средства в условиях *ITS.*

Каждый параметр ДВС и ТС является количественным выражением тех физических процессов, которые протекают в нем. Однако, для большинства элементов и приборов функциональную зависимость параметра от указанных процессов практически невозможно определить в связи с их сложностью. Если же процессы во времени принимают и носят устойчивый характер, то на закономерности изменения параметра это обозначится определенным образом [2,4].

При построении системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния ТС в условиях *ITS*, выполняются соответствующие этапы работы, а именно определение цели прогнозирования контролируемых параметров ДВС и ТС; определение горизонтов прогноза; выбор одной или

нескольких кривых, форма которых отвечает характеру изменения временного ряда; оценка параметров избранных кривых; проверка адекватности выбранных кривых прогнозируемого процесса и окончательный выбор кривой; расчет прогноза в соответствующем интервале времени; оценка точности прогнозирования и наличие автокорреляции случайной составляющей [2,4].

Целью прогнозирования параметров ДВС и ТС является исследование динамики и выявление выходов за допустимые пределы значений контролируемых параметров в будущем. В зависимости от того, в каком режиме работает ДВС и ТС, выбирается горизонт для прогноза. В случае, если ДВС и ТС работает в сложных эксплуатационных режимах, важно прогнозировать значение параметров на короткие сроки. В случае работы ДВС и ТС в периодическом режиме, то необходимо обеспечить получение измерений не меньше одного раза в течение одного включения.

При решении заданий прогнозирования параметров во времени, которые мало изменяются (именно такими параметрами являются основные параметры ДВС и ТС, имеющие высокую уровень надежности), обычно применяются однопараметрические методы статистическое моделирование.

3. Заключение:

Итогом настоящего исследования является подход к формированию и созданию информационного обеспечения системы мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния ТС в условиях *ITS* при работе в пределах виртуального предприятия по эксплуатации автомобильного транспорта.

Литература

1. Матейчик В. П. Особенности мониторинга состояния транспортных средств с использованием бортовых диагностических комплексов / В. П. Матейчик, В. П. Волков, П. Б. Комов, І. В. Грицук, А. П. Комов, Ю. В. Волков // Управление проектами, системный анализ и логістика:Науковий журнал - К.: НТУ, 2014. - Выпуск 13, стор. 126-138.

2. Волков В. П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В. П. / В. П. Волков, В. П. Матейчик, О. Я. Никонов О. Я., П. Б. Комов, И. В. Грицук, Ю. В. Волков, Е. А. Комов // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.-398с.

3. Волков В. П. Особенности мониторинга и определения статуса неисправностей транспортного средства в составе бортового информационно-диагностического комплекса / В. П. Волков, І. В. Грицук, А. П. Комов, Ю. В. Волков // Вестник Национального транспортного университета. - К.: НТУ, 2014. - Выпуск 30, с. 51-62.

4. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В. А. Атрощенко, Ю. Д. Шевцов, П. В. Яцынин, Р. А. Дьяченко, М. Н. Педько. - Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. - 192 с.

За контакти:
V. Volkov, professor, Doctor of Technical Science, KhNADU, Ukraine, 61002, Kharkov,av. Petrovskogo, 25; 057-700-38-79, volf949@mail.ru;
I. Grytsuk, associate professor, Candidate of Technical Science (Ph.D), KhNADU;
Y. Volkov, KhNADU.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

DETERMINATION FUEL EFFICIENCY OF CARS ON A ROLLER DYNAMOMETER

Y. Gorbik Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.)
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. This paper proposes a method for determining the energy characteristics of a vehicle equipped with a fuel injection system on a roller dynamometer.
Key words: car, fuel injector, fuel consumption, stand losses.

ВВЕДЕНИЕ

Работа автомобильного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) основана на процессах преобразования химической энергии топлива в механическую работу. От качества протекания этих процессов зависят такие эксплуатационные свойства двигателя как экономичность и токсичность отработанных газов. Микропроцессорные системы управления (МПСУ), которые широко применяют на автомобильном транспорте, позволяют существенным образом улучшить указанные эксплуатационные свойства ДВС, обеспечивая оптимизацию процесса топливоподачи с учетом нагрузочных режимов и внешних факторов.

В большинстве современных двигателях подача жидкого или газообразного топлива в цилиндры осуществляется механическим способом под управлением микропроцессорных систем преимущественно путем распыления с помощью клапанных форсунок. К работе форсунки предъявляются исключительно высокие требования, как по быстродействию, так и по точности дозировки заданного количества топлива. Для бензиновых двигателей электромагнит форсунки должен открывать и закрывать клапан за 1 миллисекунду. При диагностировании автомобиля на топливную экономичность или для решения задач нормирования топлива можно зная характеристики форсунок применяемых на данном типе двигателя и измерив, длительность их открытия мы с достаточной точностью можем измерять мгновенный расход топлива при движении автомобиля с заданной скоростью на дороге или на стенде с беговыми барабанами.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Основные принципы оценки топливной экономичности и нормирования расхода топлива заложены в работе [1], где с позиции системотехники и энергетического подхода рассмотрены конструктивные и эксплуатационные параметры эффективности работы транспортных средств. В работе [2] предлагается использовать новый метод расчета расхода топлива в процессе диагностирования на стенде с беговыми барабанами.

Целью работы является дальнейшее совершенствование методики и разработка алгоритма диагностирования технического состояния автомобиля по изменению расхода топлива.

В реальных системах в основу алгоритма управления форсунками положена упрощенная модель определения цикловой подачи по статической производительности форсунки и продолжительности управляющего импульса. В этой модели принимается постоянное эффективное проходное сечение распылителя форсунки, а продолжительность открытого состояния клапана форсунки принимается равной продолжительности управляющего импульса, которую определяют по принципу базовой и корректирующей матриц [3]. По этой модели цикловая подача топлива [4]

$$G_{цпі} = g_{cm} \cdot \tau_k , \qquad (1)$$

где g_{cm} – статическая производительность форсунки,

τ_k – продолжительность управляющего импульса на форсунке.

Под статической производительностью форсунки g_{cm} понимают ее способность пропустить количество топлива G_n при постоянно открытом клапане за определенный промежуток времени $\tau_в$. Таким образом, статическая производительность форсунки определяется способом статического пролития при постоянном давлении топлива и при постоянно открытом клапане за время $\tau_в$ и определяется по формуле

$$g_{cm} = \frac{G_n}{\tau_в} \ . \qquad (2)$$

При этом количество топлива

$$G_n = \mu f_{con} \cdot \sqrt{2\rho_n \cdot \Delta P_n} \cdot \tau_в \, , \qquad (3)$$

где μf_{con} - постоянное эффективное проходное сечение распылителя форсунки при полностью открытом клапане,

ΔP_n - постоянный перепад давления топлива на форсунке,

$\tau_в$ - время измерения при пролитии.

При подготовке проведения экспериментов для повышения точности измерений количества топлива производилась оценка статической производительности форсунок используемого автомобиля Skoda Octavia Elegance на стенде ASNU-01 фирмы Bosch, что обеспечивает высокую точность определения. Для воспроизведения статического режима пролития на обмотки электромагнитных форсунок подается постоянное напряжение. Время измерения $\tau_в$=10 – 30 с, на протяжении которого форсунки открыты и происходит пролитие, формируется в электронном блоке с помощью генератора частоты и счетчика импульсов.

С учетом формул (2) и (3) статическая производительность форсунки представляет собой массовую скорость истечения топлива через распылитель и численно равняется

$$g_{cm} = \mu f_{con} \cdot \sqrt{2\rho_n \cdot \Delta P_n} \ . \qquad (4)$$

В уравнении (4) μf_{con}, ρ_n и ΔP_n – величины постоянные, а управляют топливоподачей, изменяя продолжительность электрического управляющего импульса τ_k , который подается на электромагнит форсунки. В системах управления двигателем для сохранности расходных характеристик форсунок при разных режимах работы двигателя в условиях эксплуатации, подача топлива ведется при постоянном перепаде $\Delta P_n = P_a - P_s$ между давлением топлива и давлением во впускном трубопроводе после дроссельной заслонки. Для этого в топливной системе введена обратная связь по давлению, для чего установлен стабилизатор перепада давления, редукционный клапан которого с мембранным приводом нагружен пружиной, причем полость над мембраной соединяется с полостью за дроссельной заслонкой.

Известно, что якорь электромагнита клапана запаздывает во времени при подъеме на величину τ_n и опускании на – τ_o. Это приводит к тому, что продолжительность открытого состояния клапана форсунки $\tau_{впр}$ отличается от продолжительности электрического управляющего импульса τ_k, подаваемого на обмотку электромагнита

форсунки на величину

$$\tau_{впр} = \tau_k - \tau_n + \tau_o \text{, или } \tau_{впр} = \tau_k - \Delta\tau_н \text{,} \quad (5)$$

где $\Delta\tau_н = \tau_n - \tau_o$ – учитывает несоответствие управляющего импульса τ_k к реальному времени впрыскивания $\tau_{впр}$.

Учитывая это условие формула (1) будет иметь вид

$$G_{цпі} = g_{ст} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_н) \,. \quad (6)$$

Несоответствие $\Delta\tau_н$ можно определить путем динамического пролития форсунок с применением стенда по проверке и очистке форсунок ASNU-01 фирмы Bosch. Для этого использовали такой режим работы форсунок, когда в рампе стенда поддерживается постоянное давление топлива, а клапаны открываются на короткое время при подаче на обмотки форсунок управляющих импульсов продолжительностью τ_k=1 – 20 мс, которые формируются в электронном блоке на основе эталонных интервалов времени. Имеющийся счетчик импульсов в этом режиме измеряет количество цикловых подач j. Такой подход позволяет не применять секундомер, а устанавливать с помощью переключателя калиброванные интервалы времени и обеспечивает высокую повторяемость режимов испытаний [4].

Тогда цикловую подачу $G_{цпд}$, можно определить по результатам динамического пролития

$$G_{цпд} = \frac{G_{пд}}{j} \,. \quad (7)$$

где $G_{пд}$ – количество топлива, накопленное в измерительном сосуде стенда за время динамического пролития,

j – количество впрыскиваний (цикловых подач), сделанных за время пролития.

По результатам статического и динамического пролития определяем величину несоответствия $\Delta\tau_н$ для каждой форсунки

$$\Delta\tau_н = \tau_k - \frac{G_{пд}}{G_n} \cdot \frac{\tau_в}{j} \,. \quad (8)$$

На практике удобнее пользоваться поправочным коэффициентом k_τ, который учитывает запаздывание срабатывания форсунок.

Его определяем из формулы

$$k_\tau = 1 - \frac{\Delta\tau_н}{\tau_k} \,. \quad (9)$$

На основании выше изложенного для вычисления текущих значений цикловой подачи дискретными методами, в формуле (1) необходимо умножить статическую производительность форсунки $g_{ст}$ на продолжительность электрического управляющего импульса τ_k и коэффициент k_τ, который учитывает запаздывание срабатывания форсунок.

Цикловая подача топлива через распыливающее отверстие форсунки с постоянным перепадом давления топлива ΔP_n будет определяться по формуле

$$G_{цпі} = g_{cm} \cdot \tau_k \cdot k_\tau = \mu f_{con} \cdot \sqrt{2\rho_n \cdot \Delta P_n} \cdot \tau_k \cdot k_\tau \,. \qquad (10)$$

Экспериментальные исследования проводились с использованием переднеприводного автомобиля Skoda Octavia Elegance с силовым агрегатом AGU 1,8 20V Turbo с использованием системы сбора данных, построенной на основе персонального компьютера, модуля введения аналоговых сигналов и программного приложения PowerGraf Professional. Для идентификации режимов работы двигателя используются сигналы датчиков частоты вращения, температуры охлаждающей жидкости, положения дроссельной заслонки, состава отработавших газов и включения стартера. Для нашего случая для определения расхода топлива автомобилем на стенде с беговыми барабанами при заданной скорости мы с помощью системы сбора данных снимали следующие сигналы: частоту вращения барабанов (величину напряжения на тахогенераторах), скорость автомобиля, длительность впрыска первой форсунки, сигнал положения распредвала. Затем используя математические модели можно с достаточной точностью определить расход топлива при заданной скорости движения на стенде и заданной нагрузки.

Удельный путевой расход топлива в л/100 км можно определить по формуле

$$Q_{л/100км} = \frac{100 \cdot Q_n}{V_a} \,. \qquad (11)$$

где Q_n – объемный часовой расход топлива по формуле, л/ч;
V_a – скорость автомобиля.

Объемный часовой расход топлива определяем по формуле

$$Q_n = g_{cm} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_н) \cdot 1,2 \cdot n \cdot 10^{-4} = 0,0005 \cdot n \cdot (\tau_k - \Delta\tau_н) \qquad (12)$$

Для автомобиля Skoda Octavia Elegance $\Delta\tau_н = 0,04$ мс.

Частоту вращения коленчатого вала по определяем по формуле

$$n = \frac{1,2 \cdot 10^5}{T_ц} \,. \qquad (13)$$

Используя программное приложение PowerGraf Professional обрабатываем массив данных для заданной передачи КПП и скорости движения идентифицируем сигналы для заданного режима работы двигателя и измерив, электрические величины сигналов: продолжительность управляющего импульса τ_k на форсунке (мс) – из графика «Напряжение на форсунках», напряжение $U_б$ из графика «скорость вращения барабанов», период обращения распределительного вала $T_ц$ (мс) – из графика «датчика фазы» и подставив эти значения в формулы (11), (12), (13) получим значение расхода топлива.

На рис. 1 приведены результаты сравнительных испытаний расхода топлива автомобилем Skoda Octavia на стенде с беговыми барабанами для двух видов бензинов А-95 (базового и экспериментального) при использовании предлагаемого метода определения энергетических показателей.

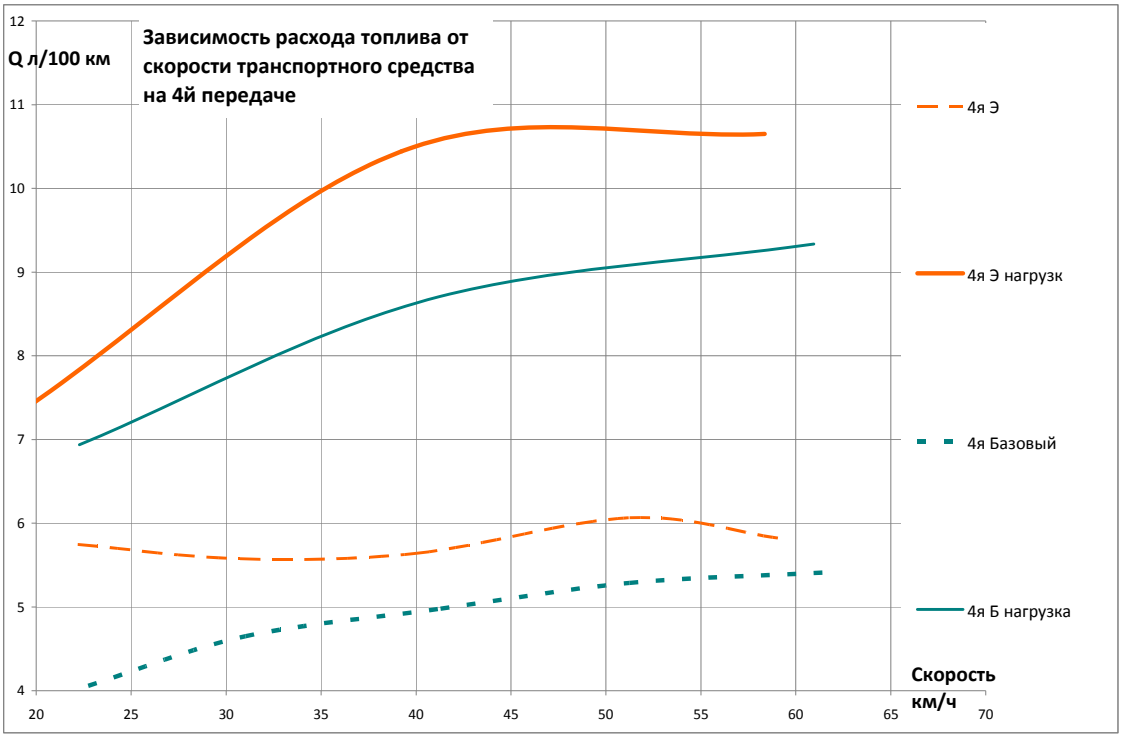


Рис. 1 Графики расхода топлива автомобиля Skoda Octavia на стенде с беговыми барабанами при использовании базового и экспериментального бензина А-95 на 4 передаче под нагрузкой и без нагрузки

ВЫВОДЫ

Описанный метод определения энергетических показателей автомобиля можно применять для экспериментов по определению расхода топлива на автомобилях оборудованных системами распределенного впрыска топлива, а также для определения или уточнения базовых норм расхода на транспортную работу с учетом условий эксплуатации.. Предварительная проверка форсунок, их статическая и динамическая проливка на стенде исключает погрешности измерений связанные с техническим состоянием этих элементов системы впрыска топлива.

ЛИТЕРАТУРА

[1} Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и долн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

[2] Говорущенко Н.Я. Методы системного расчетно-аналитического и стендового диагностирования легковых автомобилей / Н.Я. Говорущенко, Ю.В. Горбик // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2009. - № 25. – С. 58-61.

[3] Гирявец А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем. М.: «Русский сервис», 1997. – 190 с.

[4] Пойда А.М. Технічна експлуатація автомобілів з мікропроцесорними системами керування : лабораторний практикум / А.М. Пойда. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 172 с.

Горбик Юрий Васильевич, к.т.н., доцент кафедры «Технической эксплуатации и сервиса автомобилей» Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, г. Харьков, ул. Петровского, 25, Украина e-mail: vp.khadi@gmail.com

НЯКОИ СИМПТОМИ НА НЕИЗПРАВНОСТИ НА АВТОМАТИЧНА СКОРОСТНА КУТИЯ И ТЯХНАТА ВРЪЗКА С ПОВЕДЕНИЕТО НА АВТОМОБИЛА НА ПЪТЯ

НЕКОТОРЫЕ СИМПТОМЫ НЕИСПРАВНОСТЕЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ И ИХ СВЯЗЬ С ПОВЕДЕНИЕМ АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГЕ

SOME SYMPTOMS OF MALFUNCTIONS OF AN AUTOMATIC TRANSMISSION AND THEIR RELATIONSHIP WITH THE CAR'S BEHAVIOR ON THE ROAD

Alexandr Ditjatiev

Abstract. The problems of improving the reliability of automatic transmissions due to the increased rates of diagnosis and maintainability. As part of the diagnosis of mechanical defects, electrical equivalents with no parameters, the vehicle behavior control is possible to use the road. A better localization of defects automatic transmission components improves maintainability index. The proposed approach is considered by the example of "AISIN" company sixrange automatic

Keywords: *automatic transmission, control system, diagnostics, behavior on the road, localization of faults.*

1.ВЪВЕДЕНИЕ

Известно, что к преимуществам автоматических коробок передач (АКП) относится неразрывность потока мощности от двигателя к колёсам. Для технической реализации такого принципа в трансмиссиях с конечным числом диапазонов при перемене передач неизбежны решения, когда в непродолжительный период времени включены обе передачи, а крутящий момент передаётся за счёт управляемого скольжения в муфтах, включающих-выключающих передачи. Управляемое скольжение реализуется модулируемым осевым давлением в многодисковых муфтах, причём это изменяемое по определённому закону осевое давление задаётся программно электроникой. В контуры управления и исполнительных устройств вовлечены многие компоненты, техническое состояние которых отражаются на ездовых свойствах автомобиля. Типичными неисправностями таких трансмиссий являются дёргания и удары в момент переключения передач. Причинами такого поведения автомобиля являются значительный общий износ фрикционных дисков и тормозов [1,2] , наблюдаемый у автомобилей со значительным пробегом. Однако практика показывает, что есть и другие причины, особенно в тех случаях, когда эти явления проявляются не на всех передачах. По нашим наблюдениям за выборкой более чем из ста АКП, такие дефекты случаются уже через 14 месяцев эксплуатации автомобиля, начиная от пробега 37 тыс.км. За четыре года наблюдений в сервисе побывали свыше 8 процентов АКП с названными дефектами.

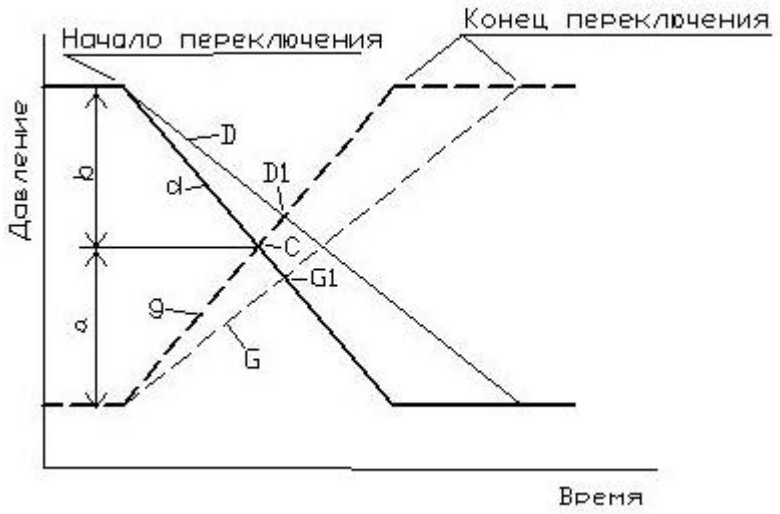
2.ИЗЛОЖЕНИЕ

Причины дёрганий и ударов в момент переключения передач заключаются в нарушении характеристик переключения, рис.1.

На рисунке: C – точка пересечения линий давления при штатном переключении; d, g - линии давления при штатном переключении; линии D,G, точки D1, G1 - параметры нештатного переключения.

К основному требованию правильной характеристики переключения относится равенство отрезков a, b. В этом случае переключение передач происходит плавно и

сопровождается приблизительно одинаковым скольжением муфт в сопряжённых передачах. Законы изменения давления жидкости в исполнительных гидроцилиндрах задаются модулирующими клапанами, управляемыми электронным блоком через широтно-импульсную модуляцию питающего тока. Наклон кривых, определяющий время переключения, не остаётся постоянным и изменяется с изменением скорости автомобиля, частотой вращения вала двигателя, температуры масла, техническим состоянием клапанов. Принципиальным является программный принцип формирования характеристики переключения, не предусматривающий наличия обратной связи. Это означает, что на борту отсутствуют средства для контроля характеристики переключения. Мест для для присоединения датчиков давления на блоке клапанов также не предусмотрено. Это определяет существенные трудности при диагностике АКП и повышает значимость внешних проявлений (симптомов) неисправностей при испытаниях на дороге.



Фиг.1. Схема процесса переключения передач

При неисправностях клапанов как электрических, так и механических, интенсивность изменения давления в управляемом контуре уменьшается и пересечение характеристик может быть как выше, так и ниже точки С. Электрические неисправности клапанов – обрыв цепи питания или короткое замыкание – локализуются на начальных этапах бортовой диагностикой. Механические дефекты электронными методами не диагностируются, поскольку отсутствуют электрические эквиваленты их симптомов. Производители АКП при ремонте обычно не предусматривают замены отдельных клапанов и рекомендуют к замене весь блок клапанов. Однако при наличии ремонтного фонда в СТО становится возможным ремонт блока путём замены отдельных клапанов.

Рассмотрим пример диагностики шестидиапазонной АКП японской фирмы «AISIN», [3].

Таблица 1. Использование многодисковых муфт и тормозов на отдельных передачах АКП AISIN

Передачи	Механизм переключения					
	K1	K2	K3	B1	B2	F
1-я передача	X				*	X
2-я передача	X			X		
3-я передача	X		X			
4-я передача	X	X				
5-я передача		X	X			
6-я передача		X		X		
Задний ход			X		X	

* В режиме торможения двигателем

Здесь К1 – муфта, управляемая клапаном с положительной характеристикой; К2, К3 – муфты, управляемые клапанами с отрицательной характеристикой; В1 – тормоз, управляемый клапаном с отрицательной характеристикой.

Для локализации механических неисправностей необходимо воспользоваться свойством неисправного клапана уменьшать коэффициент расхода из-за загрязнения, износа, перекоса или подклинивания якоря. Неисправности по-разному проявляются во включаемой и выключаемой передаче. Кроме того, при анализе необходимо учитывать характеристику самого клапана. У клапана с положительной характеристикой коэффициент расхода растёт с увеличением управляющего тока, а при отрицательной – уменьшается. К примеру, с дефектным клапаном с положительной характеристикой в выключаемой передаче из-за медленного дренажа в управляющем масляном контуре, (линия D), линии пересекутся в т. D1 , лежащей выше т. С**.** Здесь обе муфты напряжены и коробка оказывается блокированной, в результате в трансмиссии ощущается удар. К обратному эффекту приводит неисправность клапана с отрицательной характеристикой во включаемой передаче, поскольку при заданном управляющем токе скорость увеличения давления в контуре уменьшена, (линия G). В результате этого точка пересечения характеристик давления G1 будет лежать ниже точки С, что здесь означает неполностью замкнутые муфты. Они могут пробуксовывать, что при открытом дросселе в двигателе и соответствующем крутящем моменте приводит к скачку частоты вращения. В следующий момент муфта включаемой передачи замыкается и автомобиль дёргает вперёд.

Таблица 2 . Симптомы и неисправности клапанов управления переключением передач

Режим	Симптом	Переключение	Причастная муфта, тормоз	Проверить клапан
Ускорение	Блокировка трансмиссии (удар)	2 → 3	B1	N283
		3 → 4	K3	N90
		4 → 5	K1	N92
		5 → 6	K3	N90
	Подъём частоты вращения, дёргание вперёд	2 → 3	K3	N90
		3 → 4	K2	N282
		4 → 5	K3	N90
		5 → 5	B1	N283
Замедление (внатяг)	Блокировка трансмиссии (удар)	6 → 5	B1	N283
		5 → 4	K3	N90
		4 → 3	K2	N282
		3 → 2	K3	N90
	Подъём частоты Вращения, дёргание вперёд	6 → 5	K3	N90
		5 → 4	K1	N92
		4 → 3	K3	N90
		3 → 2	B1	N282

Наблюдения за симптомами лучше проводить в тестовом режиме. Для этого следует выбрать участок дороги с подъёмом, двигаясь с ускорением при увеличении скорости и с замедлением при её уменьшении, не допуская полного закрытия дросселя. Перед испытаниями необходимо убедиться в исправности муфты блокировки гидротрансформатора и её управления (клапан N91), поскольку эти неисправности также могут вызывать дёргание и удары в трансмиссии [4].

Кроме того, необходимо обратить внимание на работу клапанов переключения передач N88, N89, работающие в триггерном режиме. При их отказе имеют место проблемы переключения передач с четвёртой по шестую.

3.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При трудностях диагностики АКП в условиях отсутствия ошибок в электронике можно воспользоваться сведениями о поведении автомобиля на дороге. Такой подход даёт дополнительные возможности относительно глубины локализации дефектов, что в сумме с эффектом от диагностики позитивно влияет на показатели надёжности. Вместе с тем, требуется детальная информация об устройстве и работе АКП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Харитонов С.А. (2000) Автоматические коробки передач. Инструкция по эксплуатации, диагностике, обслуживанию / Харитонов С.А., Сологуб С.А., Нагайцев М.В. – М.: Легион-Автодата. – 78с.

2. Ткаченко Н.Н. (2001) Автоматические коробки передач. Серия «Техномир» / Ткаченко Н.Н. - Ростов на Дону: Феникс. – 160 с.

3. Коробка передач Volkswagen типа 09A / 09B. Устройство и принцип действия. Пособие по программе самообразования [Электронный ресурс] - Режим доступа http://vwts.ru/page05_09a.html

4. Таблица неисправностей АКПП – [Электронный ресурс] - Режим доступа http://vwts.ru/vw_doc2/trans/akpp_errors.pdf

Для контактов: Доц. Дитятьев Александр. Харьковский Национальный Автомобильно-Дорожный Университет, ул. Петровского 25, Харьков, Украина, 038(057)7204659, alex-dit@ukr.net

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГЕ МАЛОЙ ДЛИНЫ

DIAGNOSING OF CAR ON THE SHORT ROAD

Юрий Зыбцев, Владимир Волков, Эрнест Рабинович

Abstract. For check of the car by a known method the horizontal section of the road 2.5... 3 km long is necessary. On the most part of the territory of Ukraine and Bulgaria such sections are very rare, so it is proposed to check up a car on an acceleration on II and III gears and on a coasting down from 50 or 40 km/h to 20 km/h, using accessible length of 0,5 km. Behavior of car in such conditions was studied, some unknown specificities are discovered and described. The methods of calculation of control values for time of acceleration and time of coasting are offered
Key words: short road, car test, acceleration time, coasting time

1. Введение:

Актуальность темы. В эксплуатации показатели автомобилей постепенно ухудшаются, что надо своевременно выявлять. Эту задачу решают с помощью тяговых роликовых стендов. Однако тяговые стенды дороги, и на многих СТО их нет. Владельцы СТО считают, что нет спроса на такие услуги: клиент приезжает с конкретной жалобой на ухудшение технического состояния, и от СТО требуется не подтверждение этого факта, а поиск и устранение дефекта, вызывающего неработоспособное состояние автомобиля. Другой аргумент – современный автомобиль имеет бортовые средства диагностики и потому не нуждается во внешнем диагностировании. Оба эти аргумента неправомерны.

Водитель обращается на СТО, когда заметил ухудшение тяговых свойств автомобиля и не смог его устранить своими силами. Но опыта водителей не всегда хватает, чтобы своевременно обнаружить это ухудшение. Известны случаи, когда водитель замечал снижение тяговых свойств в два и даже в три раза. А ведь при этом автомобиль не просто «плохо едет» – он впустую расходует топливо, т.е. невосстановимые природные ресурсы, и это уже не личная забота владельца автомобиля, а проблема всего общества.

Ссылки на оснащенность современного автомобиля средствами бортовой диагностики для Украины неактуальны. Средний возраст легкового автопарка страны составляет 18,5 года – значит, половина всех автомобилей еще старше. Ненамного лучше ситуация в Болгарии, где средний возраст легковых автомобилей составляет 16 лет. Так что большая часть легковых автомобилей наших стран бортовой диагностики не имеет.

В этих условиях необходимо совершенствовать бесстендовые методы диагностирования, доступные для рядовых водителей, т.е. методы проверки на дороге без сложного или чрезмерно дорогого оборудования.

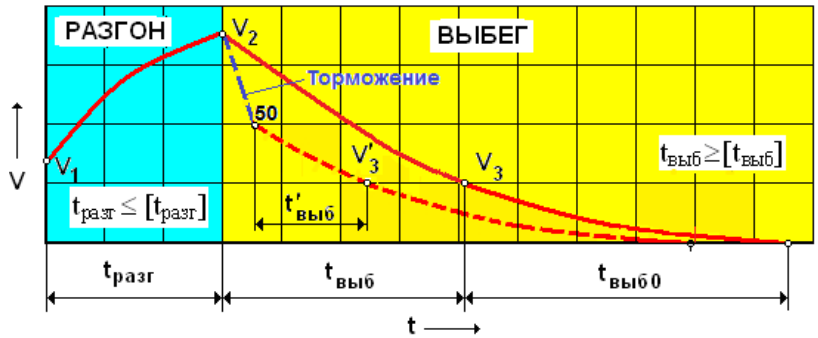
В ХНАДУ обоснованы методы проверки автомобиля по разгону и выбегу на дороге с простыми измерительными средствами — спидометром и секундомером телефона. Эксперименты показали, что реальная картина сопротивлений не укладывается в общепринятые модели, и это следует учитывать при расчетах нормативов диагностических параметров – пути и времени выбега и разгона. Рекомендовано выполнять разгон до 100…120 км/ч на прямой или IV передаче с последующим выбегом до остановки. Но для таких испытаний нужны горизонтальные участки дороги длиной 2,5…3 км. У нас такие участки очень редки. В Болгарии проблема еще острее: из всей ее территории 30 % занимают горы, еще столько же имеют холмистый рельеф, остальные – равнинный, но по большей части эти равнины обильно пересечены долинами многочисленных рек и оврагами. Поэтому предложено проверять автомобили на короткой дороге по времени разгона на понижающих передачах и времени выбега с 50 или 40 до 20 км/ч.

2. Сущность предлагаемого метода:

Интересующую диагноста максимальную тяговую силу автомобиль развивает на максимальной скорости, при очень больших сопротивлениях или при разгоне. Проще всего выполнить дорожные испытания по разгону – в безветренную погоду на горизонтальной дороге с хорошим покрытием. Мы не определим абсолютного значения тяговой силы P_T, но будем знать, что, за вычетом суммарного дорожного сопротивления P_Ψ и сопротивления воздуха P_W эта сила достаточна, чтобы придать автомобилю с массой m ускорение a, т.е.

$$P_T - P_\Psi - P_W = ma. \quad (1)$$

Среднее ускорение – достаточно объективный показатель, его легко оценить без специальных приборов: например, вывести автомобиль на прямую передачу, развить скорость 50…60 км/ч, а потом резко нажать на педаль акселератора и с помощью секундомера определить время, которое понадобится для увеличения скорости от V_1 до V_2, скажем, от 60 до 100 км/ч. Если же длина мерного участка дороги недостаточна, то выполнять разгон следует на понижающих передачах.



Фиг. 1. Схема общего диагностирования тягово-скоростных свойств автомобиля по разгону и выбегу (сплошные линии – известный способ, штриховые – предлагаемый)

После окончания разгона, т.е. достижения скорости V_2, можно выключить сцепление и замерить время выбега автомобиля, т.е. движения накатом, от скорости V_2 до V_3 и (или) до остановки. Если мерная дорога коротка, можно вначале притормозить, например, до 50 км/ч, а далее пустить автомобиль накатом. Замедление выбега характеризует сумму внешних сопротивлений плюс потери в подвеске и разобщенной трансмиссии. Для оценки технического состояния автомобиля интерес представляют именно эти потери.

В литературе приводят значения пути выбега (обычно от 50 км/ч до остановки). Путь выбега может превосходить 1000 м, поэтому лучше не доводить выбег до остановки, а ограничить каким-то небольшим диапазоном скоростей, например, от 50 или 40 до 20 км/ч. Но замер пути выбега по одометру в этом случае слишком груб (абсолютная погрешность 100 м при полном пути 300…500 м), а для более точного замера требуются специальные приборы или пистолет-отметчик, что недоступно для рядового пользователя. Проще измерять не путь, а время выбега.

Чтобы использовать полученные значения времени разгона и выбега в качестве диагностических параметров, характеризующих техническое состояние автомобиля, нужно иметь нормативы (контрольные значения) этих показателей. А для вычисления нормативов необходимо изучить особенности работы автомобиля в выбранных режимах и соответственно откорректировать теорию движения.

3. Особенности работы силового агрегата при разгоне на нижних передачах:

Для случая работы при полной подаче топлива, т.е. по внешней скоростной характеристике двигателя (ВСХД), тяговую силу $P_т$ в ньютонах вычисляют по кривой эффективного крутящего момента M_e в ньютон-метрах:

$$P_T = \frac{M_e \cdot u_i \cdot u_0 \cdot \eta_T}{R_d}, \quad (2)$$

где u_i– передаточное число включенной i-той передачи;
u_0 – передаточное число главной передачи (главной пары)
η_T – КПД трансмиссии;
R_d – динамический радиус ведущего колеса, м.

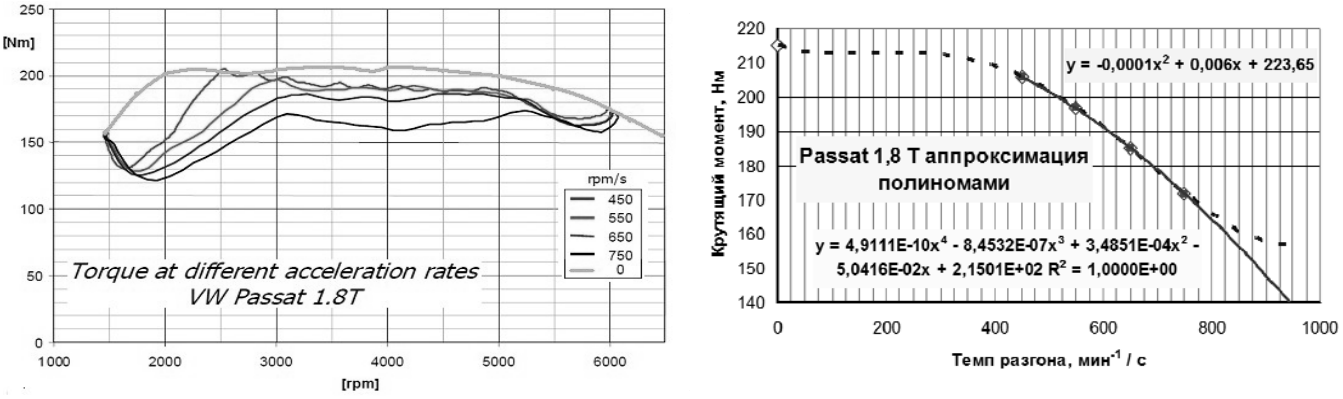
Кривую крутящего момента M_e находят в литературе. Для старых карбюраторных и дизельных двигателей ее можно рассчитать по известной формуле С.Р. Лейдермана:

$$M_e = M_{eN\,\max}\left[A + B\left(\frac{n}{n_N}\right) - C\left(\frac{n}{n_N}\right)^2\right] \quad (3)$$

где $M_{eN\,\max}$ – крутящий момент при номинальной (максимальной) мощности, Нм;
n – частота вращения коленчатого вала (КВ) текущая, мин$^{-1}$;
n_N – частота вращения КВ при номинальной (максимальной) мощности, мин$^{-1}$;
A, B, C – коэффициенты, индивидуальные для каждого двигателя и зависящие от его коэффициентов приспосабливаемости по частоте вращения КВ и по моменту. Во многих методических источниках рекомендуются одинаковые коэффициенты для всех карбюраторных двигателей и несколько иные, но тоже одинаковые для всех дизелей. В таком варианте формула дает удовлетворительную кривую мощности, но не момента – рассчитанная так кривая момента даже не проходит через указанные в характеристике автомобиля и двигателя точки максимального момента и номинальной мощности.

Для современных двигателей с электронным управлением формула Лейдермана дает удовлетворительные результаты лишь в ограниченном диапазоне частот вращения, например, от 2500 до 4500 мин$^{-1}$.

Однако публикуемые в литературе номинальные кривые момента получены в статических режимах, т.е. по измерениям в каждой точке при постоянной частоте вращения, без разгона. Ускорение при разгоне заметно искажает конфигурацию кривой момента (рис. 2). Вся кривая немного опускается, в начале и в конце появляются провалы, а точка максимального момента смещается вдоль оси абсцисс вправо или влево.



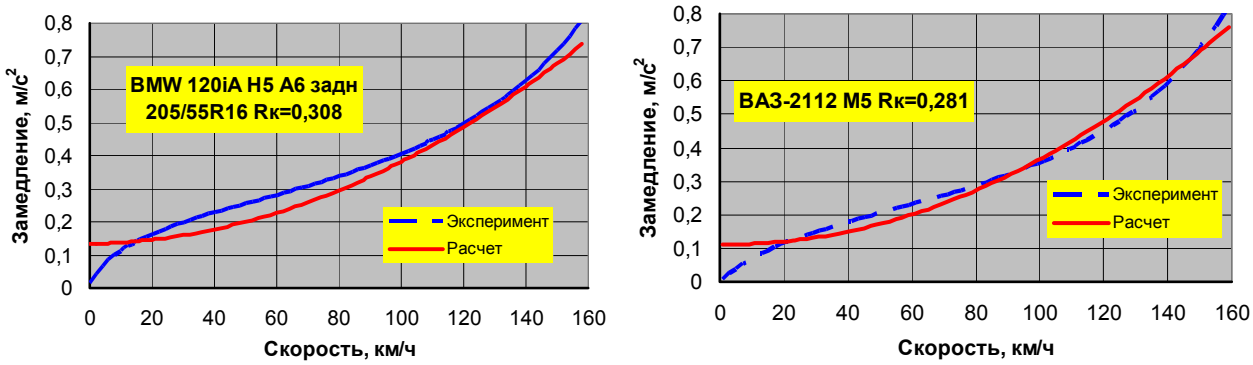
Фиг. 2. Результаты измерения крутящего момента автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD [1] (слева) и наша обработка [2]

Использованные исследователями Rototest темпы разгона двигателя (450…750) не преувеличены. Так, в наших экспериментах автомобиль Lada 111 массой 1260 кг разгонялся на второй передаче с темпом 320…360 мин$^{-1}$/с, а на первой – 920…1080 мин$^{-1}$/с.

Теория ДВС объясняет это изменение конфигурации на вербальном уровне, но не на количественном. Неясно даже, куда сместится максимум момента – вправо, к более высоким частотам вращения КВ, или влево. Проф. А.Н. Пойда считает, что это задает настройка двигателя, которая проявляется формой кривой момента по ВСХД. Если кривая имеет четко выраженный максимум (как, например, у автомобиля Lada Priora), следует ожидать смещения влево, если же есть площадка (как у ВАЗ-2111), максимум будет смещаться вправо. Заметим, что у автомобилей концерна Volkswagen Audi Group максимум обычно смещен вправо.

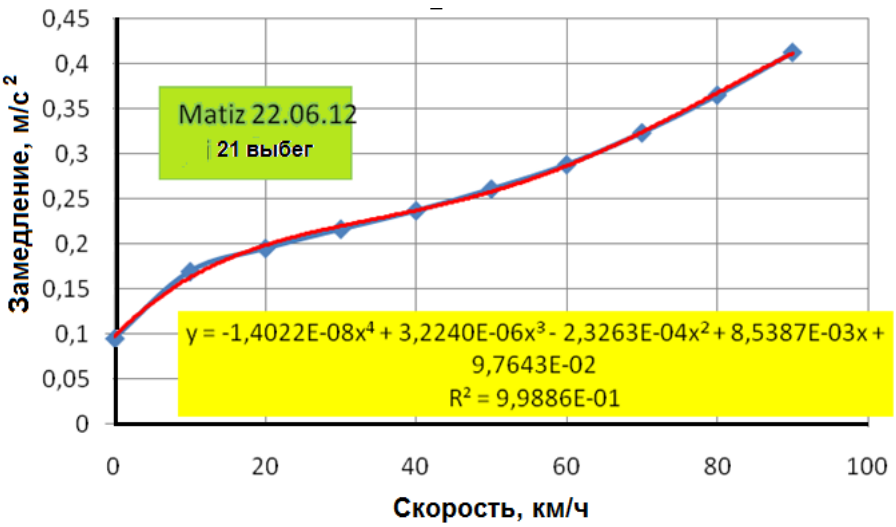
4. Сопротивления движению автомобиля на средних и малых скоростях:

Общепринятые модели сопротивлений движению автомобиля упрощают реальную картину. Это показывает обработка опубликованных данных полигонных испытаний (фиг. 3). Расхождения проявляются во всех диапазонах скоростей, что говорит о недостаточно точном описании **всех** действующих сил.



Фиг. 3. Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей замедления свободного выбега автомобилей от скорости (обработка результатов полигонных испытаний "Авторевю")

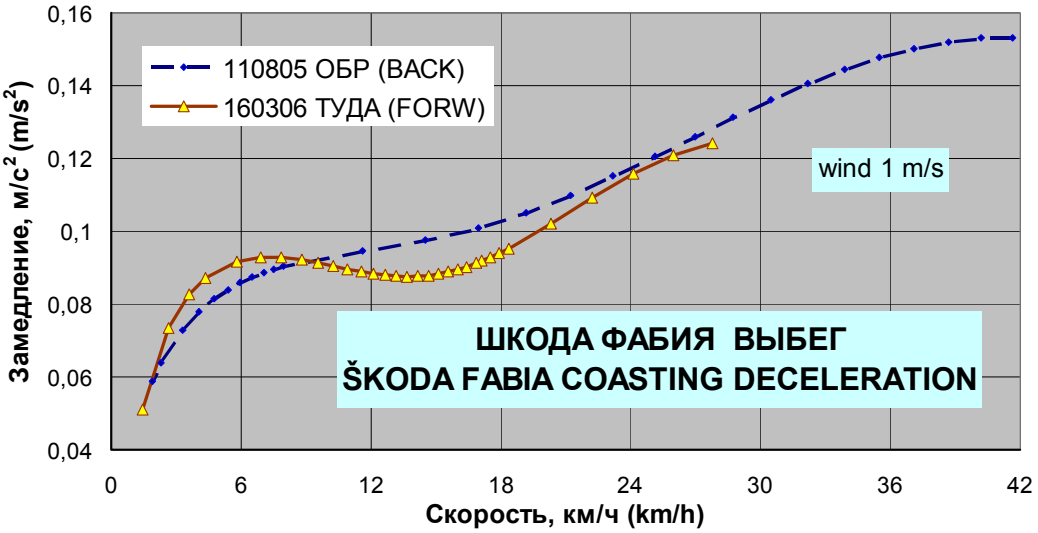
Заметим, что эти расхождения не являются следствием некорректной обработки. Очень похожую конфигурацию имеют результаты наших экспериментов на разных автомобилях. Построенная по экспериментальным данным зависимость замедления автомобиля DAEWOO Matiz 0.8 от скорости (фиг. 4) имеет именно такую форму, как показано на фиг. 3, в частности, четко выраженный спад модуля замедления (т.е. сил сопротивлений) на скоростях ниже 20 км/ч. Поскольку эта диаграмма построена по данным 21 выбега – и против ветра, и по ветру, и на двух разных дорогах (т.е. под разными углами к направлению ветра), – нельзя списать такое отклонение от теоретической диаграммы на некорректность обработки, небрежность исполнителей, влияние ветра, неучтенный уклон, случайные факторы и т.п.



Фиг. 4. Усредненная по 21 выбегу экспериментальная зависимость

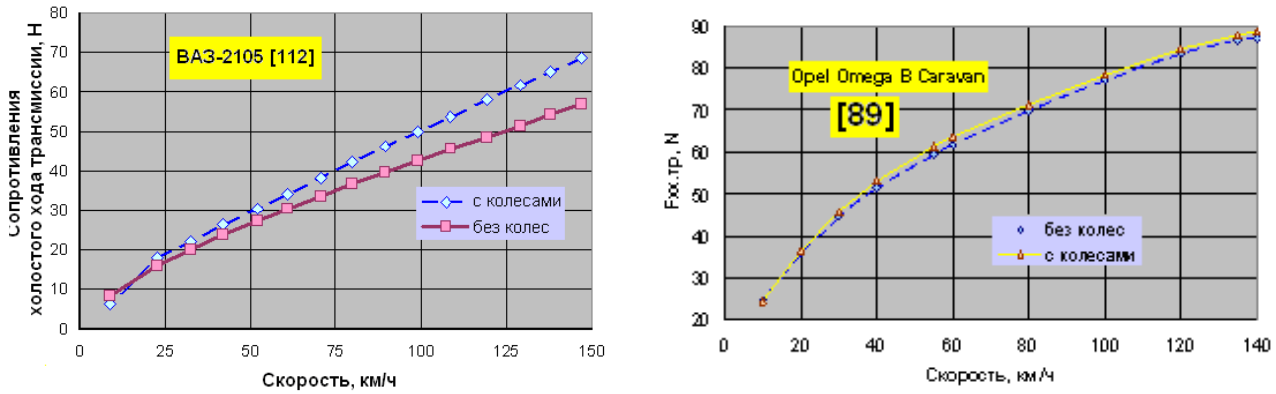
Периоды штиля на открытых дорогах крайне редки, поэтому нельзя полностью очистить результаты от влияния ветра. Но при слабом ветре (около 1 м/с) получены похожие диаграммы выбега в обоих направлениях, с явным спадом сопротивлений на малых скоростях, особенно ниже 8…10 км/ч (фиг. 5). Следовательно, эту особенность

сопротивлений движению автомобиля на малых скоростях можно считать доказанной и учитывать в расчетах.



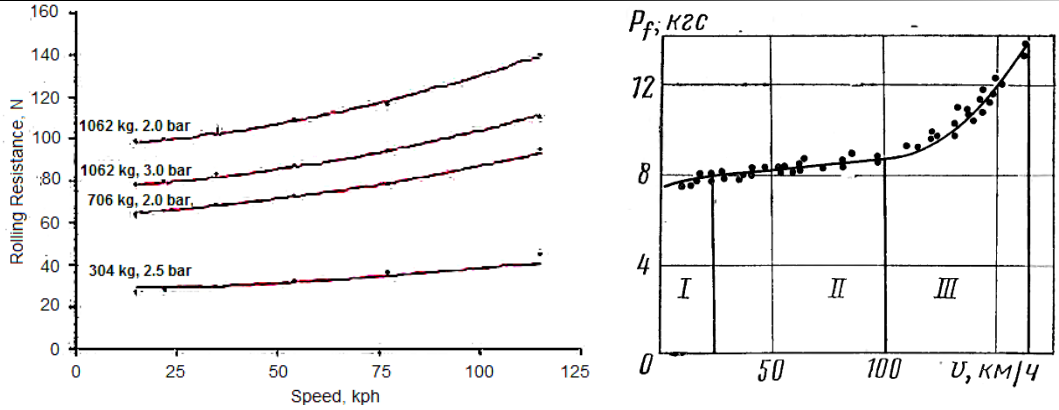
Фиг. 5. Экспериментальные зависимости замедления автомобиля Skoda Fabia Combi I от скорости при выбеге в противоположных направлениях

Вызывать это падение могут особенности всех действующих сил. Потери холостого хода трансмиссии в зависимости от скорости обычно описывают линейным законом (В.В. Московкин и др.). Однако наши эксперименты показывают прогрессивное уменьшение этих потерь по мере снижения скорости (фиг. 6).



Фиг. 6. Сопротивления холостого хода трансмиссии легковых автомобилей

Коэффициент сопротивления качению многие источники предлагают считать постоянным в диапазоне от нуля до 100 км/ч. Более добросовестные авторы просто не показывают его значения на скоростях ниже 15 км/ч (фиг. 7) – видимо, в силу особенностей измерительных систем шинных стендов. Но даже в этих случаях явно видно отклонение экспериментальных точек книзу .



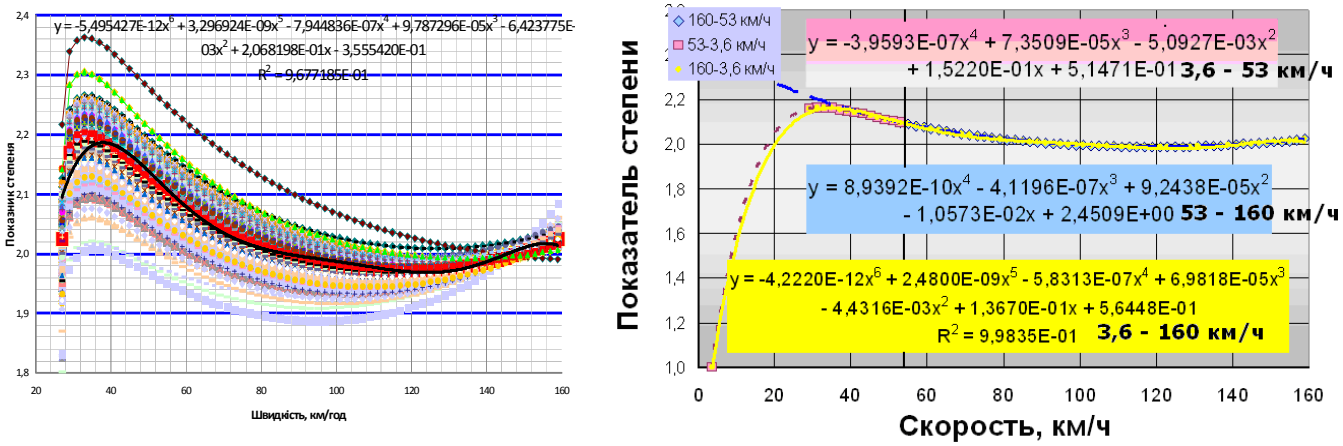
Фиг. 7. Зависимость сопротивления качению от скорости по данным [3] и [4]

Сопротивление воздуха движению автомобиля обычно описывают квадратичной зависимостью от скорости:

$$P_w = 0{,}5\rho_w \cdot C_x \cdot F \cdot v^2, \qquad (4)$$

где ρ_w – плотность воздуха, в среднем 1,2 кг/м^3;
C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;
F – лобовая площадь автомобиля, м^2;
v – скорость автомобиля относительно воздуха, м/с.

Принято считать, что при продувке в аэродинамической трубе измеряют коэффициент C_x. На самом деле измеряют действующие на объект силы и моменты по трем осям и скорость потока, а C_x вычисляют, исходя из формулы (4), т.е. априори принимая показатель степени равным 2. Фактически же показатель степени не равен 2 и вообще не является константой. Он существенно зависит от скорости, это было показано еще в 20-е годы прошлого столетия, это хорошо известно специалистам. Однако литература не дает рекомендаций по его вычислению. Мы попытались исследовать его связь со скоростью доступными нам средствами. Оказалось, что качественная картина у 84 исследованных автомобилей практически одинакова, хотя вариация очень велика, особенно при скоростях ниже 20 км/ч. Но абсолютные значения силы P_w здесь малы, так что можно воспользоваться усредненными зависимостями, показанными на фиг. 8.



Фиг. 8. Зависимость показателя степени в формуле сопротивления воздуха от скорости: вариация по разным автомобилям (слева) и полиномиальная аппроксимация

5. Расчет нормативов времени разгона и выбега автомобиля:

Уравнение тягового баланса (1) по существу является дифференциальным уравнением вида

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{P_m - \Sigma P_c}{m_a \cdot \delta}, \quad (5)$$

где a – ускорение автомобиля, м/с^2;
$\sum P_c$ – сумма сопротивлений движению, Н;
m_a – поступательно движущаяся масса автомобиля, кг;
δ – коэффициент учета вращающихся масс.

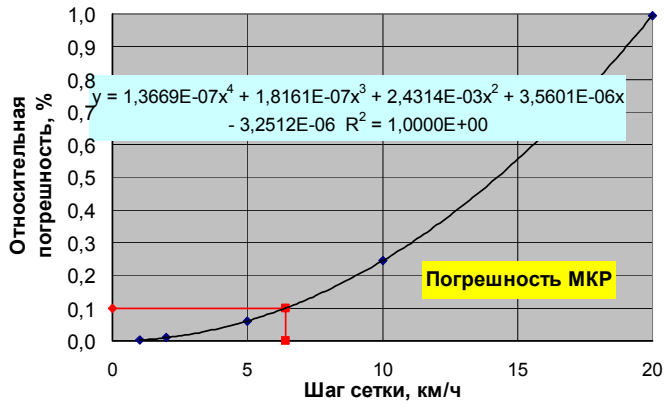
Традиционно все составляющие тягового баланса описывают полиномами не выше второй степени. В этом случае дифференциальное уравнение решается в общем виде. Но если учесть описанные выше уточнения математических моделей этих составляющих, то уравнение резко усложняется:

$$\frac{dV}{dt} = \left[\begin{array}{l} \dfrac{M_e u_i u_0 \eta}{r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta} - 0{,}5 \rho C_x F \cdot \left(\dfrac{v}{3{,}6} \right)^{(8{,}94 \cdot 10^{-10} v^4 - 4{,}12 \cdot 10^{-7} v^3 + 9{,}24 \cdot 10^{-5} v^2 - 0{,}01057 v + 2{,}45)} \\ - \left(1{,}3 G_a - 1{,}2 q_{tp}\right) \cdot \left(-1{,}4 \cdot 10^{-8} v^4 + 3{,}22 \cdot 10^{-6} v^3 - 2{,}33 \cdot 10^{-4} v^2 + 0{,}00854 v + 0{,}098\right) \end{array} \right] \cdot \frac{1}{\delta \cdot m_a}, \quad (6)$$

$$M_e = 2{,}29 \cdot 10^{-19} n^6 - 5{,}76 \cdot 10^{-15} n^5 + 5{,}78 \cdot 10^{-11} n^4 - 2{,}94 \cdot 10^{-7} n^3 + 7{,}9 \cdot 10^{-4} n^2 - 1{,}0376 n + 65{,}504, n = \frac{v \cdot u_i u_0}{0{,}377 \left(r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta\right)}$$

.

В таком виде оно не имеет общего решения, но легко решается численными методами, например, известным методом конечных разностей. Метод прост, нагляден и удобен в работе. Ключевой его момент – выбор шага дискретизации рассматриваемого диапазона аргумента (в нашем случае – скорости) при построении сетки. Анализ показал, что для расчета времени разгона или выбега не требуется слишком мелкий шаг: так, погрешность расчета менее 1 % обеспечивается при шаге 20 км/ч, а погрешность менее 0,1 % – при шаге менее 6,4 км/ч (фиг. 9).



Фиг.9. Зависимость погрешности расчета методом конечных разностей от шага сетки

Нормативные значения времени разгона и времени выбега вычисляются как решения дифференциального уравнения движения методом конечных разностей при заданных краевых условиях (например, v_1=60, v_2=100).

Нормативы следует рассчитывать для конкретных режимов испытаний. На основании расчетов и экспериментов рекомендуются следующие режимы: разгон на III передаче с 50 до 100 км/ч, на II передаче с 20 до 80 или до отсечки; заднеприводные автомобили можно дополнительно проверять по разгону на I передаче с нуля до 40 км/ч или до отсечки. Проверки по выбегу выполнять с 50 или 40 км/ч до 20 км/ч.

Сложность при расчете разгона представляет собой выбор уравнения кривой крутящего момента с учетом влияния ускорения КВ и возраста двигателя. Наши

исследования позволили предложить эмпирические поправки, которые приближают результаты расчета времени разгона по номинальной кривой момента к экспериментальным результатам. Мы рекомендуем учитывать снижение максимального момента на нижних передачах (принято в пределах 8 %) коэффициентом

$$K_1 = 1 - 0{,}02 \cdot u_i \,, \tag{7}$$

где u_i – передаточное число передачи, для которой ведется расчет.

Принять, что наибольшее смещение точки максимального момента Δn_M вдоль оси частот вращения КВ равно 1000 мин$^{-1}$ на самой низкой передаче. Вычислить указанное смещение по формуле

$$\Delta \mathrm{n}_\mathrm{M} = \pm 275 u_i \,. \tag{8}$$

Кроме того, известно, что по мере износа цилиндро-поршневой группы ветви кривой момента справа и слева от точки максимума опускаются все круче. Рекомендуется для автомобилей, находящихся в эксплуатации ***T*** лет от даты выпуска или капитального ремонта, вводить в формулу крутящего момента понижающий коэффициент

$$K_2 = 1 - T \cdot [0{,}006 + 0{,}010 \cdot (n / n_M - 1)^2] \,, \tag{9}$$

где n_M – обороты максимального момента, мин$^{-1}$.

Наименьшее расхождение с экспериментальными данными дает расчет нормативов разгона по номинальной кривой момента, аппроксимированной полиномом 6-й степени, с указанными эмпирическими поправками.

7. Вывод:

Проведенное исследование показало возможность диагностирования автомобилей на дороге малой длины по разгону на II – III передачах и выбегу с 50 или 40 км/ч до 20 км/ч. Это значительно расширяет возможности применения такого диагностирования в эксплуатации. В ходе исследования получены новые результаты, позволившие усовершенствовать теорию движения автомобиля.

Литература:

1. Färnlund J. Performance measurements on chassis dynamometers / Jonny Färnlund, Nils G. Engström / Publ. by Rototest Research IInstitute, March 2005 Part 2/2/ p/ 15-22/22 SAL-N05030802-CH2-PRIO4.PDF.
2. vestnik_HPI_2012_64_Volkov_Raschet.pdf / http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11516
3. The Pneumatic Tire / U.S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration. DOT HS 810 561 2006. 707 p. / http://www.nhtsa.gov/staticfiles/safercar/pdf/PneumaticTire_HS-810-561.pdf
4. Knoroz V.I. Rabota avtomobil'noj shiny [Car tire work]. Moscow, Transport, 1976. 338 p.

За контакти: ass. prof. Ph. D., eng. Ernest Rabinovich**.** 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. erjara3@gmail.com;
senior lecturer eng. Yuriy Zybtsev, Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service".+38(050)1839444 // +38(067)1432144
prof. D.S., eng. Vladimir Volkov +38(067)5797220. volf949@mail.ru.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОБАЛОННОГО АВТОМОБИЛЯ

METHOD OF CALCULATING FUEL CONSUMPTION FOR GAS BALLOON CAR

Sergy Krivoshapov[1]

Abstract. The state of and prospects for fuel consumption in transport. Peculiarities of drawing up a mathematical model for calculating the fuel consumption of cars with gas cylinder equipment. Calculated additional gasoline consumption during start-up and warm-up the car engine. The calculation of gas consumption and gasoline in the car example SKODA Octavia. Recommendations on the use of analytical dependencies in methods of rationing of fuel consumption in road transport.
Keywords: fuel consumption, road vehicles, regulation, motor companies, gas, engine preheating.

1. Въведение:

Для развития экономики современного государства необходимо потребление энергетического ресурса. Основной объем внутреннего производства энергии в Болгарии составляет твердое топливо и атомная энергия. На эти виды топлива приходится более 92 % всей энергии производимой в стране. Однако производимая энергия покрывает чуть более половины необходимого для экономики страны объема.

На долю потребления топлива в транспортном секторе отводится 31.4 % всей энергии. Для работы автомобильного транспорта необходимо жидкое или газообразное топливо, которое Болгария практически не производит. В 2012 году Болгария потребила 6007 тыс. тонн энергоресурса в виде топлива нефтяного происхождения и 2389 тыс. тонн газа. В то время как производство нефти в Болгарии составляет 22 тыс.т., а природного газа – 62 тыс.т. Энергетическая зависимость Республики Болгарии составляет по нефти - 99,1 %, а по газу - 90,5 %, в то время как общая зависимость страны - 30.1 %.

Автопотребление газа в Болгарии составляло 14 % от общего потребления топлива. К концу 2003 были приблизительно 195 тыс. транспортных средств работающих на газе и приблизительно 1500 заправляющимися газом станций. Газ имеет огромную популярность среди коммерческих пользователей Болгарии, поскольку 90 % микроавтобусов и такси переведены на газ [1].

В последнее время намечена тенденция снижения потребления топлива нефтяного происхождения за счет применения возобновляемых источников энергии и повышение доли использования более экологически чистого природного газа. Однако импортное происхождение автомобильного топлива не позволяет существенно снизить его стоимость.

2. Изложение:

Для оптимизации процесса управления топливной экономичности необходимо иметь сведения о фактическом расходе топлива на различных скоростных и нагрузочных режимах работы автомобиля в реальных условиях эксплуатации. Для этого можно воспользоваться методами математического моделирования.

Перевод автомобиля с жидкого топлива (бензин или дизель) на газ (сжиженный нефтяной или сжатый природный) приводит к изменению топливно-мощностных характеристик транспортного средства. Топливно-воздушная смесь на основе газового топлива более однородная, имеет высокие индикаторные показатели КПД. Теплотворная способность газа несколько ниже, чем у бензина, поэтому наблюдается некоторое снижение мощности двигателя. Значение низшей теплоты сгорания и бензинового эквивалента для газообразного топлива составляет [2]: для природного газа - H_H = 34000 кДж/м^3, БЭ=0.78 кг/м^3; для нефтяного газа - H_H = 38000 кДж/м^3, БЭ=0.92 кг/м^3, в

то время как для бензина: H_H = *44000* кДж/кг, ρ_T = *0,733* кг/м^3, а для дизельного топлива - H_H = *43000* кДж/кг; ρ_T = *0,84* кг/м^3.

Для расчета расхода топлива воспользуемся методикой проф.Говорущенко Н.Я. [3]:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot \left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot \left(G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2 \right) \right], \quad (1)$$

где V_a - скорость автомобиля, км/ч; *A, B, C* - постоянные для данной марки автомобиля; η_i - индикаторный коэффициент полезного действия; i_k - средневзвешенное передаточное число коробки перемены передач; ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля; *kF* - фактор обтекаемости, Н·с^2/м^2; G_a - вес автомобиля, Н.

В формулу расхода топлива (1) включены коэффициенты *A, B, C,* которые зависят от свойства применяемого топлива. В работе [3] предложены следующие формулы их определения:

$$A = \frac{7.95 \cdot a_m \cdot V_h \cdot i_0}{H_н \cdot \rho_T \cdot r_k}; \quad B = \frac{0.69 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_н \cdot \rho_T \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_н \cdot \rho_T \cdot \eta_{mp}}, \quad (2)$$

где a_m и b_m - коэффициенты механических потерь в двигателе, в кПа и кПа·с/м; V_h - рабочий объем двигателя, л; i_0 - передаточное число главной передачи; r_k - динамический радиус колеса, м; $S_П$ - ход поршня, м; H_H - низшая теплота сгорания, кДж/кг; ρ_T - плотность топлива, кг/м^3; η_{mp} - КПД трансмиссии.

Рассчитаем расход бензина на примере автомобиля SKODA Octavia (1,6l) при следующих исходных данных: a_m =45 кПа; b_m =13 кПа·с/м; V_h=1.595 см^3; S_n=0.0774 м; i_0=4.32; r_k=0.282 м; G_a=12312 Н (1255 кг) при снаряженном состоянии; η_{TP} =0.92; H_u=44000 кДж/кг; ρ_T =0.733 г/см^3; η_i =0.35; i_k=1,81; ψ =0,037; *kF*=0,54 Н·с^2/м^2. Значения коэффициентов A, B, C по формуле (2) равны:

$$A = \frac{7.95 \cdot 45 \cdot 1.595 \cdot 4.32}{44000 \cdot 0.733 \cdot 0.282} = 0.271; \; B = \frac{0.69 \cdot 13 \cdot 1.595 \cdot 0.0774 \cdot 4.32^2}{44000 \cdot 0.733 \cdot 0.282^2} = 0.00808;$$

$$C = \frac{100}{44000 \cdot 0.76 \cdot 0.92} = 0.0033.$$

Тогда при средней скорости автомобиля V_a=50 км/ч расход топлива равен в л/100 км:

$$Q = \frac{1}{0.35} \cdot \left[0.271 \cdot 1.81 + 0.00808 \cdot 1.81^2 \cdot 50 + 0.0033 \cdot \left(12312 \cdot 0.037 + 0.077 \cdot 0.54 \cdot 50^2 \right) \right] = 10{,}5.$$

Выбор скорости автомобиля V_a=50 км/ч обусловлено тем, что это значение соответствует максимальной разрешенной скорости во многих городах ЕС.

Завод-изготовитель для автомобиля SKODA Octavia (1,6l) устанавливает следующие значения расхода топлива: вне города – 6,1 л/100 км; в городе – 11,2 л/100 км; при смешенном цикле – 7,9 л/100 км. Полученные расчетные значения вкладываются в данные завода изготовителя, что показывает достоверность расчетов.

Если автомобиль SKODA Octavia (1,6l) переоборудовать для работы на сжиженном нефтяном газе, то принимаем низшую теплоту сгорания H_u=45500 кДж/кг, а плотность топлива жидкой фазы - ρ_T =0.57 г/см^3 [4]. Тогда значения коэффициентов A, B, C для ГБА по формуле (2) равны:

$$A = \frac{7.95 \cdot 45 \cdot 1.595 \cdot 4.32}{45900 \cdot 0.57 \cdot 0.282} = 0.33; \; B = \frac{0.69 \cdot 13 \cdot 1.595 \cdot 0.0774 \cdot 4.32^2}{45900 \cdot 0.57 \cdot 0.282^2} = 0.0099;$$

$$C = \frac{100}{45900 \cdot 0.57 \cdot 0.92} = 0.0042.$$

Индикаторный КПД двигателя, работающего на газовом топливе, может достигать значение до 0.4 (в зависимости от типа газового оборудования и настроек). Примем

η_i =0.385. Тогда расход топлива в л/100 км при средней скорости автомобиля V_a=50 км/ч для ГБА составит:

$$Q = \frac{1}{0.385} \cdot \left[0.33 \cdot 1.81 + 0.0099 \cdot 1.81^2 \cdot 50 + 0.0042 \cdot \left(12312 \cdot 0.037 + 0.077 \cdot 0.54 \cdot 50^2\right)\right] = 11.9.$$

В методике [5] предлагается при переводе автомобиля с бензина на газовое топливо увеличивать норму расхода до 25 %. В нашем примере увеличение расхода топлива составит: $(11.9 - 10.5)/9.8 = 0.133$ или около 13 %.

Каждый автомобиль некоторое время затрачивает топлива на запуск и прогрев двигателя. В процессе прогрева двигателя электронная система управления двигателем увеличивает подачу топлива, что приводит к увеличению оборотов коленчатого вала. С прогревом, т.е. с увеличением температуры охлаждающей жидкости, обороты двигателя и расход топлива снижаются.

Исходное уравнение для расчета расхода топлива в л/ч на один прогрев двигателя:

$$G = \frac{0.01}{\eta_i}\left[A \cdot K_1 + B \cdot K_2\right] \cdot \frac{t_{\min} + \Delta_t \cdot (t_{\max} - t_{\min})}{3600} \cdot K_t \quad , \tag{3}$$

где K_1, K_2 – коэффициенты режима нагрузки двигателя автомобиля; $t_{\min}$ - температура холодного двигателя, °С; $t_{\max}$ - температура прогретого двигателя, °С; Δ_t - интенсивность прогрева двигателя, с/°С; K_t - коэффициент температурной коррекции расходе топлива.

Значения коэффициентов K_1 и K_2 можно рассчитать по следующим формулам

$$K_1 = \frac{1 + K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{kp}}{2}, \qquad K_2 = \frac{1 + K_c^{\,2} \cdot V_{\max}^{\,2} \cdot i_{kp}^{\,2}}{2}, \tag{4}$$

где K_c - скоростной коэффициент двигателя; V_{max} - максимальная скорость автомобиля, км/ч; i_{kp} - передаточное число повышенной передачи.

Коэффициент температурной коррекции расходе топлива определить согласно рекомендациям [3]:

$$K_t = 1 - 0.5 \cdot 10^{-2} \cdot t,$$

где t – температура окружающей среды, °С;

Рассчитаем часовой расход бензина на примере автомобиля SKODA Octavia (1,6l). Дополнительно примем следующие исходные данные: K_c =0.714; V_{max}=184 км/ч; $i_{кр}$=0.69.

Определяем численные значения коэффициентов K_1 и K_2:

$$K_1 = \frac{1 + 0.714 \cdot 184 \cdot 0.69}{2} = 45.8; \quad K_2 = \frac{1 + 0.714^2 \cdot 184^2 \cdot 0.69^2}{2} = 4112;$$

Принимаем минимальную температуру двигателя равную температуры окружающей среды, т.е. $t_{\min} = t$, а температуру прогрева двигателя, как температуру переключения питания двигателя на газовое топливо, которое принимаем равным: $t_{\max}$ =40 °С. Средняя скорость прогрева двигателя составляет Δ_t =6 с/°С.

Тогда уравнение расхода топлива на прогрев двигателя примет следующий вид:

$$G = \frac{0.01}{0.35}\left[0.271 \cdot 45.8 + 0.00808 \cdot 4112\right] \cdot \frac{t + 6 \cdot (40 - t)}{3600} \cdot (1 - 0.005 \cdot t) \text{ л.}$$

или

$$G = 3.625 \cdot 10^{-4} \cdot (240 - 5 \cdot t) \cdot (1 - 0.005 \cdot t) \text{ л.}$$

В табл. 1 приведены расчетные значения расхода топлива на один запуск и прогрев двигателя автомобиля SKODA Octavia (1,6l) при различных значениях температуры. С понижением температуры окружающего воздуха время на прогрев двигателя возрастает, следовательно, увеличивается расход топлива.

Таблица 1. Результат расчета расхода топлива на один запуск и прогрев автомобиля

Диапазон температур, °С	Среднее значения температуры, °С	Расход топлива, л
от +15 и более	+20	0,04569
от +15 до +5	+7,5	0,07066
от -5 до +5	0	0,08701
от -10 до -5	-7,5	0,10438
от -15 до -10	-12,5	0,11652
от -15 и менее	-20	0,13559

Норма расхода топлива на запуск и прогрев двигателя за одну смену зависит от количества самостоятельных маршрутов, между которыми происходит длительный простой автомобиля (более одного часа), а норма расхода топлива за месяц учитывает дни работы автомобиля. Эти показатели можно оценить по следующим зависимостям:

$$H_д = G \cdot N; \qquad H_м = G \cdot N \cdot D \cdot n_{см}, \tag{5}$$

где N – количество запусков и прогревов двигателя, $n_{см}$ - количество смен работы автомобиля; D – количество дней работы автомобиля за месяц.

Например, в табл. 2 приведены расчетные значения расхода топлива за смену и за месяц при следующих исходных данных: $N = 6$, $D = 30$, $n_{см} = 1$.

Таблица 2. Результат расчета общего расхода топлива за смену и за месяц работы автомобиля

Диапазон температур, °С	Расход топлива, л	
	за смену (при $N = 6$)	за месяц (при $D = 30$, $n_{см} = 1$)
от +15 и более	0,274	8,22
от +15 до +5	0,424	12,72
от -5 до +5	0,522	15,66
от -10 до -5	0,626	18,79
от -15 до -10	0,699	20,97
от -15 и менее	0,814	24,41

3. Заключение:

Полученные аналитические зависимости расчета путевого расхода топлдива в л/100 км и часового расхода топлива в л/ч могут быть использованы для нормирования горюче-сазочных материалов автомобилей на которых установлено газобаллонное оборудование.

Литература:

1. *Потребление сжиженного газа.* Gazmap. http://gazmap.ru/stat-i/potreblenie-szhizhennogo-gaza;
2. Обельницкий А.М., Егорушкин Е.А., Чернявский Ю.Н. (1997) *Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости.* Москва, ИПО «Полигран», 0-273.
3. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. (1998). *Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта)*. Харьков, РИО ХГАДТУ, 0-474.
4. Кривошапов С.И., Безродный В.В. (2014). *Совершенствование методики нормирования расхода альтернативных топлив на автомобильном транспорте.* // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. Воронеж, ФГБОУ ВПО «ВГЛТА», 80-82.
5. *Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті* (1998). Київ, Мінтранс України, 0-45.

За контакти: [1]Ass. prof. PhD Eng. Sergy Krivoshapov, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Technical exploitation and service of cars named after prof. N. Govorushchenko", 61002 Str. Petrovsky 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-68, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua.
Докладът е рецензиран.

К ВОПРОСУ СИЛОВОГО ПРИВОДА ДЛЯ ИНЕРЦИОННЫХ РОЛИКОВЫХ СТЕНДОВ

ON THE QUESTION OF POWER DRIVE FOR INERTIA ROLL TEST STANDS

I. Marmut, Associate Professor , Candidate of Science in Engineering, Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. There have been considered a possibility of application of a positive displacement hydraulic drive as a power drive for combined inertia roll test stands. This allows to decrease the roll test stand weight and to ensure the stand independent operation. Stands of this type can be used for mobile vehicle testing units.
Keywords: Roll test stand, hydraulic power drive, pump-motor unit, heat calculations, operation mode.

1. Введение:

Для диагностирования тягово-тормозных качеств автомобилей наиболее приспособлены роликовые стенды инерционного типов. Как показывают многие исследования, именно они дают наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается, прежде всего, параметров, определяющих точность моделирования на стенде реальных скоростных и тепловых режимов.

2. Анализ достижений и публикаций:

Металлоемкость инерционного стенда в большой степени определяется следующими параметрами: величиной приведенной массы стенда (моментом инерции); диаметром роликов; типом нагрузочно-приводного устройства (НПУ).

Нагрузочно-приводное устройство (НПУ) роликового стенда предназначено для раскручивания роликов при проверке тормозов ведомых колес автомобиля, а также для создания тарированной нагрузки при проведении тяговых испытаний, замерах расхода топлива и токсичности выбросов автомобиля под нагрузкой (прежде всего NOx) [1]. Таким образом, привод инерционного комбинированного роликового стенда должен обеспечивать два режима работы: нагрузочный (генераторный) и приводной (двигательный) [2].

3. Цель и постановка задачи:

Для тягово-тормозных стендов наиболее подходящие характеристики имеют машины постоянного и переменного тока. Однако электропривод постоянного тока имеет более стабильные показатели. Это относится, прежде всего, к управлению и к стабильности электромеханических характеристик.

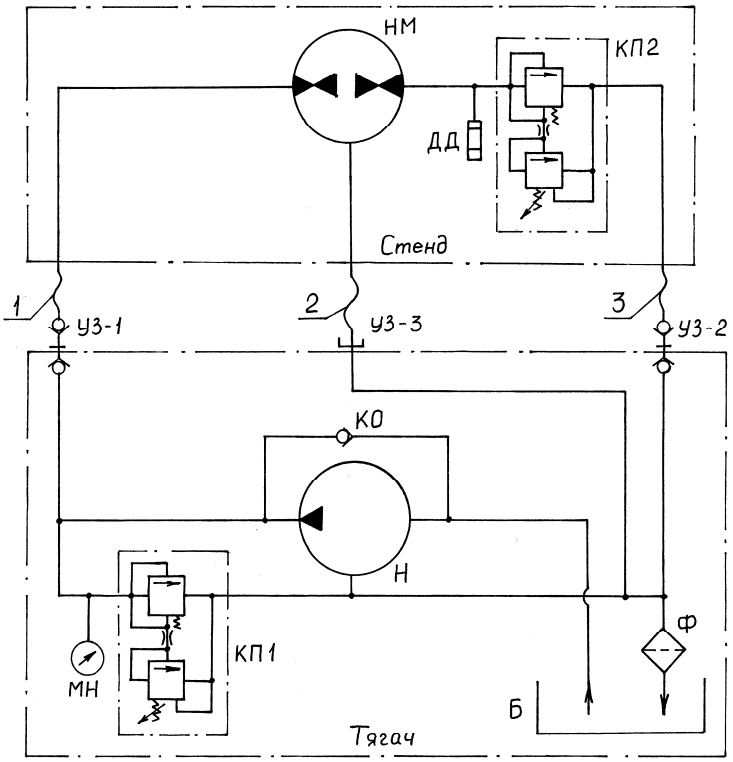
Однако, несмотря на хорошие эксплуатационные характеристики, электрические машины постоянного и переменного тока имеют большую массу и габариты. Поэтому они применяются на стационарных диагностических стендах. Использовать эти машины в качестве НПУ на стендах для мобильных диагностических станций (МДС) неудобно также по причине обеспечения энергопитанием (380 В). Поэтому для МДС необходимо подобрать НПУ другого типа.

Альтернативой электрическим машинам являются гидравлические насос-моторы, которые применяются как элементы гидропривода в станкостроении [3]. Наиболее подходящими для НПУ диагностического стенда являются аксиально-поршневые насос-моторы типа МНА. Силовые характеристики этих гидромашин зависят от рабочего объема и номинального давления. Эти устройства могут работать как в насосном режиме, т.е. в качестве тормозного устройства (генераторный у электромашин), так и в режиме гидромотора (двигательный режим). Преимущества гидропривода – высокая энергоемкость, малые габариты и масса. Поэтому, в совокупности с небольшими габаритами и массой, их целесообразно использовать в качестве НПУ роликового стенда для МДС.

4. Материалы исследований:

4.1 Разработка гидравлической системы стенда

Для обеспечения необходимых режимов работы НПУ стенда при тормозных и тяговых испытаниях была разработана открытая гидрообъемная система (рис. 1).



1 – напорный рукав; 2 – рукав дренажа; 3 – сливной рукав; Б – гидробак; Ф – фильтр; КП1 – клапан разгона роликов; МН – манометр; Н – насос; КО – клапан обратный; УЗ-1, УЗ-2 – быстроразъемные соединения; УЗ-3 – штуцер дренажа; ДД – датчик давления; КП-2 – нагрузочный клапан; НМ – насос-мотор (НПУ стенда)

Рис. 1. Схема гидравлической системы стенда МДС

Для НПУ стенда выбираем аксиально-поршневой насос-мотор типа МНА 63 (рабочий объем – 63см3/об) [3]. Однако они отличаются по номинальному давлению – МНА 63/250, РМНА 63/320. Выбор оптимальной модели мотор-насоса осуществляем в соответствии с их характеристиками и расчетными значениями мощностей в режимах нагрузки и двигателя и скоростных режимов.

По мощностным параметрам и скоростным режимам обе модели мотор-насоса удовлетворяют расчетным значениям. Однако гидромашина РМНА 63/320 все же имеет лучшие характеристики при меньшей массе (34кг против 44кг). Но это достигается повышением давления в приводе (32 МПа против 25,5 МПа), что несколько усложняет конструкцию распределительной аппаратуры и трубопроводов. Окончательно принимаем в качестве НПУ ролликового стенда МДС гидромашину РМНА 63/320, а для соединения с коробкой отбора мощности автомобиля-тягача – МНА 63/250.

Таким образом, гидравлическая система стенда включает в себя насос Н – МНА 63/250, вал которого через карданную передачу соединен с коробкой отбора мощности автомобиля-тягача. Насос-мотор НМ типа РМНА 63/320 установлен на роликовом стенде и соединен через электрическую муфту с валом переднего правого ролика. НМ установлен балансирно, его корпус через рычаг опирается на тензометрическую балку, с помощью которой измеряется мощность на ведущих колесах при тяговых испытаниях. В салоне автомобиля-тягача установлен бак с маслом Б, на котором смонтирован пористый фильтр Ф типа ФП-7 и клапан КП1 типа МКПВ-20/3С2Р с ручным управлением. Контроль за давлением при разгоне осуществляется с помощью манометра МН (предел измерения

– до 25 МПа). На выходе насос-мотора НМ установлен нагрузочный клапан КП2 типа МКПВП-20/3С2 с пропорциональным электрическим управлением [3]. Электрический блок типа БУ1100 установлен на пульте управления. В нагрузочную магистраль клапана КП2 вмонтирован датчик (преобразователь) давления ДД типа ПД-25.

Гидравлическая система стенда и тягача соединены гидравлическими рукавами высокого давления и быстроразъемными соединениями (БРС) – У3-1, У3-2. Использованы соединения типа НО 36-72 000-02. Дренажная магистраль насос-мотора НМ соединяется с системой тягача с помощью штуцера У3-3. Питание НМ при тяговых испытаниях обеспечивается с помощью обратного гидроклапана КО типа КОЛ 203-1(2)0-1 [3].

4.2 Режимы работы гидросистемы

Режим разгона роликов стенда до скорости начала торможения (двигательный режим). При вращении насоса Н от двигателя автомобиля-тягача рабочая жидкость (масло) из бака Б поступает в насос. Когда клапан разгона КП1 открыт, масло сливается через фильтр Ф обратно в бак. По мере прикрывания клапана КП1 часть масла начинает поступать в насос-мотор НМ стенда (клапан КП2 при этом должен быть открыт) и ролики стенда начинают вращаться. Дальнейший разгон (когда клапан КП1 полностью закрыт) осуществляется педалью газа автомобиля-тягача (увеличением частоты вращения насоса Н). По манометру МН контролируется давление масла при разгоне роликов.

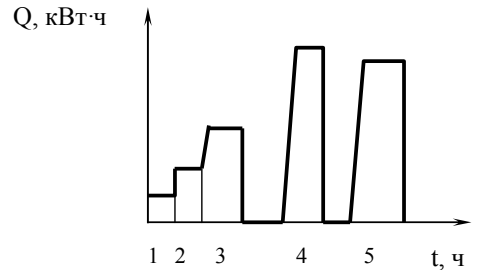
Режим тяговых испытаний (нагрузочный режим). В этом случае двигатель автомобиля-тягача следует заглушить (или отключить насос Н). Ведущие колеса проверяемого автомобиля разгоняют ролики стенда и, следовательно, насос-мотор НМ. Масло поступает в него через обратный клапан КО (минуя насос Н) и сливается через открытый клапан КП2 и фильтр Ф в бак Б. Для нагружения роликов создается сопротивление в сливной магистрали НМ клапаном КП2 с пропорциональным электрическим управлением.

4.3 Тепловой расчет гидросистемы

Ограничение нагрева масла в гидросистеме стенда при использовании нерегулируемых насосов-моторов может быть достигнуто выбором достаточного объема масла в гидробаке. Конструкция бака предусматривает максимально интенсивную циркуляцию нагретого масла вдоль поверхностей бака. Кроме этого, в гидросистеме станции всасывающая труба отдалена от трубы, сливающей масло из нагрузочного клапана.

Основным источником нагрева рабочей жидкости является насос-мотор РМНА 63/320, работающий в насосном режиме во время замера мощности на колесах автомобиля. Остальные потери складываются из потерь в гидравлическом контуре, обусловленных разницей между эффективной и затрачиваемой мощностью при работе этой гидромашины в моторном режиме и потерь холостого хода в переходах с режима на режим, величина которых несущественна.

Циклограмма нагружения гидромашины стенда в тяговом режиме представлена на рис. 2.



1, 2, 3, 4 и 5 – режимы работы

Рис. 2. Циклограмма нагружения НПУ стенда

Общая сумма потерь за цикл составит:

$$\sum Q_{\text{ц}} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5 , \quad (1)$$

где ΔQ_i - потери тепла на i-ом режиме, кВт·ч.

$$\Delta Q_i = N_i \cdot t_i , \quad (2)$$

где N_i - мощность, затрачиваемая на режим, кВт; t_i - время режима, ч.

N_i рассчитывается из условия, что ее значение пропорционально давлению в системе (ΔP_i) и скорости автомобиля (V_i). Номинальной частоте вращения НПУ 1500 мин$^{-1}$ соответствует скорость автомобиля - V =67,5 км/ч.

Определим потери в гидросистеме для всех режимов. Режимы 1, 2 и 3 – разгон колес до скорости проверки; режим 4 – замер мощности на ведущих колесах; режим 5 – замер расхода топлива. Принимаем значения продолжительности режимов следующими: t_1 =20 с; t_2 =20 с; t_3 =30 с; t_4 =1,5 мин; t_5 =3 мин.

Исходим из того, что на режимах затрачивается номинальная мощность при номинальном давлении при условии пропорциональности:

$$\frac{\Delta P_i}{\Delta P_{\text{н}}} = \frac{V_i}{V_{\max}} ,$$

где ΔP_i - давление на i-ом режиме, МПа; $\Delta P_{\text{н}}$ - номинальное давление, МПа; V_i - скорость i-го режима, км/ч; $V_{\max}$ - максимальная скорость, км/ч.

Так как нагрузочный клапан МКПВП-20/3С2, который используется в гидросистеме, рассчитан на номинальное давление 20 МПа (200 кг/см^2), то $\Delta P_{\text{н}}$ =20 МПа. Максимальная скорость проверки может составлять $V_{\max}$ =107,9 км/ч. Учитывая это, из последней формулы находим ΔP_i :

$$\Delta P_i = \frac{\Delta P_{\text{н}} \cdot V_i}{V_{\max}} . \quad (3)$$

Мощность, кВт, затрачиваемую на режиме, находим по формуле

$$N_i = \frac{\Delta P_i \cdot q_v}{612} , \quad (4)$$

где q_v - объемные потери в контуре, л/мин (составляют до 10% по паспортным данным на гидромашину – для упрощения расчетов принимаем q_v =10 л/мин).

Результаты расчетов потерь тепла на режимах 1, 2 и 3 приведены в табл. 1.

Таблица 1 Потери тепла при разгоне ведущих колес (режимы 1, 2, 3)

Режим	t_i, ч	ΔP_i, МПа	V_i, км/ч	N_i, кВт	ΔQ_i, кВт·ч
1	0,006	0,927	5	0,151	0,0008
2	0,006	3,707	20	0,606	0,0034
3	0,008	12,512	67,5	2,044	0,0170
				$\sum Q_1$	0,0212

При расчете гидромашины в режимах регистрации тяговой силы на ведущих колесах (режим 4) и замере расхода топлива (режим 5) мощность составляет:

$$N_i = \frac{\Delta P_{\text{н}} \cdot q}{612} , \quad (5)$$

где q - расход масла гидромашиной, л/мин.

$$q = \frac{n \cdot q_o}{1000}, \quad (6)$$

где n - частота вращения гидромашины, мин-1; q_o - объем гидромашины, см^3/об (q_o =63 см^3/об).

Используя формулы (2…6), производим расчет потерь тепла на режимах 4 и 5. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2 Потери тепла при тяговых испытаниях (режимы 4 и 5)

Режим	t_i, ч	$\Delta P_н$, МПа	V_i, км/ч	n, мин$^{-1}$	q, л/мин	N_i, кВт	ΔQ_i, кВт·ч
4	0,025	20	67,5	1500	94,5	30,9	0,7725
5	0,050	10	67,5	1500	94,5	15,4	0,7721
						$\sum Q_2$	1,5446

Полные потери тепла за цикл составляют:
$\sum Q_ц = \sum Q_1 + \sum Q_2 = 0{,}0212 + 1{,}5446 \approx 1{,}57$ кВт·ч (5652 кДж).

По графику зависимости объема масла в гидробаке от количества тепла, выделяемого в гидросистеме, находим объем бака - $V_б \approx 250$ л. Методика расчета приведена из условия максимальной температуры масла +60°С и средней температуры окружающей среды +25°С.

5. Заключение:

1. На массу и металлоемкость комбинированных роликовых стендов влияют: величина приведенной массы стенда (момент инерции); диаметр роликов; тип (НПУ). Конструкция НПУ является наиболее существенной в этом вопросе.
2. Оптимальным типом нагрузочно-приводного устройства для роликового стенда является обратимая гидравлическая машина (насос-мотор серии МНА).

Литература:

1. Говорущенко Н.Я. *Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований)*: монография / Н.Я. Говорущенко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 292 с.
2. *Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование)* / [Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Рабинович Э.Х. и др.]. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.
3. *Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении (Часть 1): Методические рекомендации* / Научно-исследовательский институт информации по машиностроению. – М., 1980. – 140 с.

ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОИЗВОДСТВА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

ECONOMIC-MATHEMATICAL MODEL OF DEVELOPMENT OF PRODUCTION TECHNOLOGY OF MAINTENANCE AND REPAIR VEHICLES

Serhii Mastepan

Contacts: docent, PhD, Serhii Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department “Automobile”, 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380509652038, e-mail: mastepansm@gmail.com

Abstract. On the basis of theoretical research we developed a model of production technology services for the maintenance and repair of vehicles. A general method of determining technological returns. Which includes: profit from the use of existing technologies, the benefits of the introduction of new technologies for the production of services for maintenance and repair, the profit from the sale of components for cars. Proposed restrictions on the model.
Keywords: model, technology, production, profit, service, repair.

1. Введение:

В современных динамичных, конкурентных условиях функционирования, перед предприятиями автомобильного транспорта (ПАТ) стоит задача мониторинга состояния и уровня технологий на предприятии и соответствия их лучшим образцам в отрасли с целью принятия своевременных управленческих решений по совершенствованию технологий или замене. Итак, мониторинг формирует предпосылки для обеспечения обоснованных управленческих процессов по развитию производственных процессов.

Многие ученые уделяют внимание функционированию предприятий, исследуют проблемы мониторинга производственных процессов, анализируют пути и направления развития технологических процессов. Анализ результатов исследований, изложенных в работах [1, 2, 3, 4] показывают, что мониторинг производственных процессов предприятий автосервиса это вид управленческой деятельности, предусматривающий наблюдение за состоянием, уровнем, параметрами и характеристиками технологических процессов с целью формирования направлений и путей их развития, формирование информационной базы для принятия обоснованных управленческих решений.

В работе [5] выделяется инновационный критерий - возможность использования, внедрения, апробации, доработки технических и технологических инноваций.

Усиление конкуренции на рынке услуг приводит к повышению требований к технологическим процессам. Приоритетным направлением развития производственных процессов становится умение оптимизировать процессы развития технологий, прогнозировать, рассчитывать пути и этапы развития производственных процессов. Это и определяет актуальность проблемы.

Целью работы является повышение качества услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей на ПАТ путем оптимизации развития технологических процессов.

Задачами исследований является анализ базовых принципов организации и управления технологическими процессами в сфере производства услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей, разработка методики оптимизации.

2. Решение задачи:

Технологические процессы технического обслуживания и ремонта транспортных средств на ПАТ постоянно нуждаются в замене, оптимизации, совершенствовании. На предприятиях автосервиса может производиться несложная продукция для комплектации транспортных средств которые обслуживаются.

Основными критериями при определении целесообразности анализа, приобретение извне или разработки с последующим внедрением новых технологий, новых видов услуг и продукции на ПАТ целесообразно принять такие [5, 6, 7]:

уровень качества производства продукции и услуг;

экономное расходование финансовых ресурсов при создании или приобретении новых технологических процессов, расширении номенклатуры сервисных услуг;

конкурентоспособность предприятий в условиях рыночной экономики за счет обеспечения прибыльности производства ТО и ремонта транспортных средств;

возможность возврата вложенных в производственную базу и технологии финансовых ресурсов.

Эффективность функционирования ПАТ зависит от многих факторов и в первую очередь спроса в регионе на услуги и продукцию предприятия, широты их номенклатуры, уровня технологий, используемых при производстве.

Действенным способом повышения качества услуг и эффективности их производства является оптимизация технологических процессов и обоснование номенклатуры услуг по техническому обслуживанию, ремонту и производимой продукции.

Для оптимизации номенклатуры и услуг целесообразно построить математическую модель. Модель должна обеспечивать оптимальную, с точки зрения возможной прибыли, номенклатуру продукции и услуг автосервиса, которые производятся.

Для упрощения модели оптимизации целесообразно проводить не по полной прибыли производства, а по технологической прибыли, то есть прибыли, которая напрямую зависит от технологических процессов производства услуг по ТО и ремонту транспортных средств и производства продукции. Такая технологическая прибыль будет формироваться за счет доходов от реализации продукции и услуг и будет учитывать расходы на оплату труда основных рабочих за выполнение непосредственно операций, расходов на ресурсы на производство и приведенных к эксплуатационным капитальным вложениям на внедрение технологии, технологического оборудования.

Технологическая прибыль от использования существующих и внедрение новых технологий можно определить по формуле:

$$П_{посл}^{техн} = \sum_{i=1}^{n}\left[T_i \cdot C_{normt} \quad T_i \cdot t_i \quad \sum_{j=1}^{K}(T_{ij} \cdot c_j) \quad \sum_{i=1}^{P}(K_{посл} \cdot E_n)\right],$$

где T_i- общий объем работ по і-й операции, чел-ч;

C_{normt}- стоимость одного нормо-часа і-й операции, грн.;

T_{ij} - общий объем работ по обслуживанию и ремонту по і-й операции, в которой используется j-й ресурс (согласно всего перечня ресурсов: электроэнергия, газ, вода и т.д.) чел-ч;

t_i - часовая тарифная ставка рабочего, при выполнении і-й операции, грн.;

c_j – расходы j-го ресурса на единицу объема работ і-й операции, грн.;

$K_{посл}$ - капитальные вложения на *i*-ю услугу по номенклатуре возможного расширения услуг, грн.;

E_n- коэффициент эффективности капитальных вложений;

n - общее количество услуг по ТО и ремонту автомобилей, производимых на предприятии с учетом возможного расширения номенклатуры услуг;

k - общая численность услуг по ТО и ремонту, при производстве которых используется j- и ресурс;

p - общая численность возможного расширения номенклатуры услуг по ТО и ремонту.

Технологическая прибыль предприятия от производства продукции для комплектования транспортных средств (автомобильные чехлы, электроника, комплектующие для тюнинга и т.д.) можно определить по формуле:

$$П_{прод}^{техн} = \sum_{i-1}^{l}\left[N_i \cdot C_{wt} - N_i \cdot t_{ni} \cdot c_{ti} - \sum_{f-1}^{m}(N_{if} \cdot c_f) - \sum_{i-1}^{d}(K_{pri} \cdot E_n)\right],$$

где N_t - общий объем продукции і-го наименования, единицы;

C_{wt} - отпускная стоимость единицы продукции, грн.;

t_{ni} - трудоемкость изготовления единицы продукции, чел-ч;

c_{ti} - часовая тарифная ставка рабочего, который производит і-ю продукцию грн .;

N_{tf} - общий объем продукции, в котором используется *f*-й ресурс (в соответствии с технологией изготовления);

c_f - расходы *f*-го ресурса на единицу объема і-й продукции, грн.;

$K_{пост i}$ - капитальные вложения на *i*-ю продукцию, в том числе и по возможному расширению номенклатуры продукции, грн.;

l - общая численность производимой продукции на предприятии с учетом возможного расширения номенклатуры продукции;

m - общая численность видов продукции, при производстве которой используется *f*-й ресурс;

d - общая численность возможного расширения номенклатуры продукции.

Суммарная технологическая прибыль с учетом возможного расширения номенклатуры услуг по ТО и ремонту транспортных средств и возможного производства новой продукции

$$П_{сум}^{техн} = П_{пост}^{техн} + П_{прод}^{техн}.$$

Итак, целевая функция оптимизации будет иметь следующий вид:

$$П_{сум}^{техн} = \sum_{i=1}^{n}\left[T_t \cdot C_{normi} - T_t \cdot t_t - \sum_{f=1}^{k}(T_{tf} \cdot c_f) - \sum_{i=1}^{p}(K_{пост} \cdot E_n)\right] + \sum_{i=1}^{l}\left[N_t \cdot C_{wt} - N_t \cdot t_{nt} \cdot c_{tt} - \sum_{f=1}^{m}(N_{tf} \cdot c_f) - \sum_{i=1}^{d}(K_{prt} \cdot E_n)\right] \rightarrow max.$$

Ограничения модели.

1. Предприятие должно быть конкурентоспособным, то есть прибыльным. Для этого необходимо учитывать возможность предприятия получать прибыль, которая бы обеспечивала рентабельность производства на не менее 15%. Тогда рентабельность с учетом только технологических расходов (полученная на основе технологической прибыли) должна составлять 15/0,45=33%. Поскольку технологические расходы в себестоимости единицы услуги по ТО и ремонту автомобилей составляют от 45 до 55%. Тогда рентабельность производства услуг по ТО и ремонту на основе технологических затрат можно определить по формуле:

$$R_{пост}^{техн} = \frac{П_{пост}^{техн}}{С_{пост}^{техн}} = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left[T_t \cdot C_{normi} - T_t \cdot t_t - \sum_{f=1}^{k}(T_{tf} \cdot c_f) - \sum_{i=1}^{p}(K_{пост} \cdot E_n)\right]}{T_t \cdot t_t + \sum_{f=1}^{k}(T_{tf} \cdot c_f)} \geq 0{,}33$$

На основе данной зависимости можно записать минимальную технологическую прибыль от производства услуг, которая будет обеспечивать стабильное эффективное функционирование производства ТО и ремонта транспортных средств:

$$П_{пост}^{техн} \geq 0{,}33\ (T_t \cdot t_t + \sum_{f=1}^{k}(T_{tf} \cdot c_f))$$

Выполнив аналогичные допущения и преобразования можно записать минимальную технологическую прибыль от производства и реализации продукции, которая будет обеспечивать стабильное эффективное производство продукции на предприятии

$$П_{прод}^{техн} \geq 0{,}33\ (N_t \cdot t_{nt} \cdot c_{tt} - \sum_{f=1}^{m}(N_{tf} \cdot c_f))$$

2. Часовые тарифные ставки производственных рабочих, занятых на производстве продукции и услуг, должны обеспечивать среднюю заработную плату не менее чем в отрасли или по промышленности страны.

3. Коэффициент эффективности должен обеспечивать окупаемость капитальных вложений в течение 6-7 лет, то есть $E_н$ = 0,12-0,15.

3. Выводы:

Результаты экономико-математического моделирования процессов технического обслуживания и ремонта транспортных средств позволяют детально исследовать направления и возможности развития, совершенствования, оптимизации технологических процессов технического обслуживания и ремонта транспортных средств, выпуска и реализации продукции на предприятии.

Литература:

1. Lysanov D.M. 2005. Razrabotka metodiki ocenki effektivnosti funkcionirovaniia proizvodstvenno-tehnichesko bazy avtoservisnyh predpriiati: Dis. kand. tehn. nauk: 05.22.10. – M.: RGB,– 156 s.
2. Rebrin Iu.I. 2004. Upravlenie kachestvom: Uchebnoe posobie. Taganrog: Izd-vo TRTU, 174 s.
3. Latyshev, M.V., A. G. Sergeev 2005. Upravlenie kachestvom v processah avtoservisa: monogr.; Vladim. gos. un-t. – Vladi-mir: Izd-vo VlGU, – 160 s.
4. Novicki N.M., Oleksiuk V.N. 2001. Upravlenie kachestvom produkcii: Uchebnoe posobie. — Minsk.: Novoe znanie, — 238 s.
5. V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, I.P. Kurnikov, I.A. Luk. 1991. Tehnicheskoe obslujivanie, remont i hranenie avtotransportnih sredstv: Uchebnik: V 3 kn./ – K.: Visca shkola, – Kn.1. – 359 s., Kn. 2. – 406 s.
6. E.S.Kuznecov, V.P. Voronov, A.P. Boldin i dr.; Pod red. E.S. Kuznecova. 1991. Tehnicheskaia ekspluataciia avtomobile: Uchebnik dlia vuzov /– 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Transport, – 413s.
7. Kanarchuk V.Є., Ludchenko O.A., Barilovich L.P. i dr. 1996. Organizaciia virobnichih procesiv na transporti v rinkovih umovah.–K.: Logos,– 348 s.

ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА АНТИФРИЗА И КОРРЕЛЯЦИОННАЯ СВЯЗЬ С ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬЮ

CHANGE QUALITY PARAMETER OF ANTIFREEZES AND CORRELATION RELATIONSHIP WITH ELECTROCONDUCTIVITY

M.I. Nahliuk

Abstrakt: The dependences of change of quality parameters of antifreeze (density, viscosity, pH, electroconductivity) from the consumed fuel quantity in the maintenance of light vehicles are received. The values of correlation coefficients of electroconductivity with quality parameters of antifreeze: density, pH, concentration of the corrosive wear products, the value of the corrosive to metals and antifreeze temperature are described. It is proposed to make change of antifreeze individually on a particular car depending from actual condition on the basis of diagnostic information changes of quality parameters.
Key words: antifreeze, fuel, quality parameters, correlation, electroconductivity, car, maintenance.

1. Введение

Реализация ресурса заложенного в двигателе и агрегатах автомобилей, возможна только при использовании эксплуатационных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

Возрастающие требования к современному автомобильному транспорту в повышении надёжности, долговечности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода охлаждающих жидкостей, смазочных материалов и топлива, остаются актуальными и сегодня. На сегодняшний день охлаждающие жидкости являются одним из основных функциональных элементов двигателя, определяющим надежность и эффективность их работы при эксплуатации автомобилей.

Регламентированные сроки смены охлаждающих жидкостей не всегда обоснованы ввиду применения двигателей различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Охлаждающие жидкости, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности работы деталей и агрегатов системы охлаждения двигателей.

В случаях потери антифризом работоспособности снижается ресурс и увеличивается вероятность отказа узлов и деталей систем двигателя, которую своевременно предупредить не предоставляется возможным из-за отсутствия информации о работавшем антифризе [1, 2, 3].

Для снижения отказов в работе систем охлаждения двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифриза и устранении причин его возникновения.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов, различных углеводородных жидкостей, чистых и отработанных масел при различных температурах можно встретить во многих литературных источниках [4, 5, 6-9].

2. Изложение:

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, которая измеряется в километрах пробега, количестве израсходованного

топлива или времени (месяц, год). Во время эксплуатации автомобиля происходит изменение основных показателей качества антифриза и электропроводности (рис.1, 2, 3, 4).

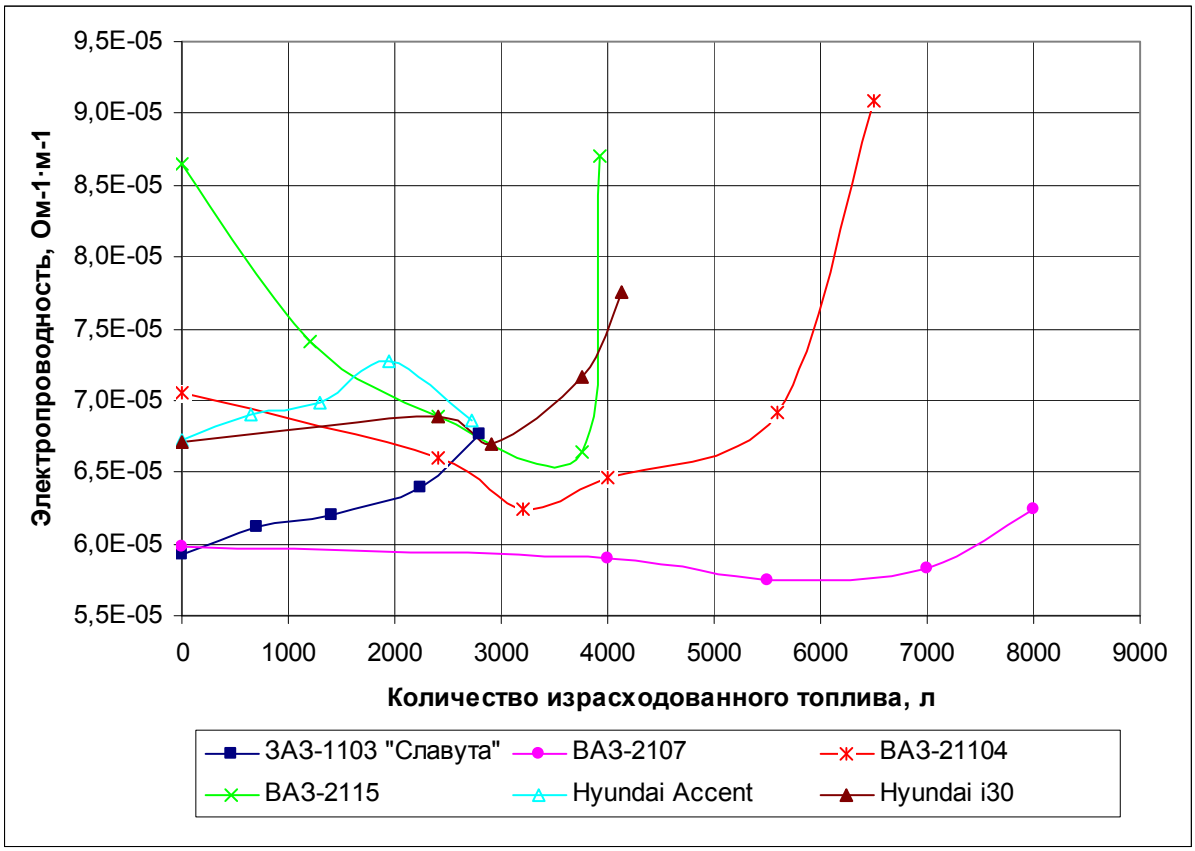


Рис. 1. Изменение электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива при эксплуатации легковых автомобилей

Наблюдения за изменением электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива показало, что в одних автомобилях она снижается, а в других увеличивается.

Увеличение или снижение плотности антифриза (рис.2) от начальных значений приводит к повышению температуры начала кристаллизации антифриза.



Рис. 2. Изменение плотности антифриза от количества израсходованного топлива:
● – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ ТС FELIX-40); △ – Hyundai i30 (антифриз Shell SKY G11);
× – ЗАЗ-1103 (ТОСОЛ А-40); ○ – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12);
□ – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ◊ – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG).



Рис. 3. Изменение водородного показателя антифриза от количества израсходованного топлива:
● 1 – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ ТС FELIX-40); ▫ 2 – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ○ 3 – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12); ◊ 4 – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG).



Рис. 4. Изменение кинематической вязкости антифриза от количества израсходованного топлива:
● 1 – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ ТС FELIX-40); ▫ 2 – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ○ 3 – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12); ◊ 4 – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG).

Для установления срока службы антифриза по его фактическому состоянию, индивидуально по конкретному автомобилю, необходимо осуществлять постоянное диагностирование, то есть контроль качества антифриза путем проведения физико-химического анализа его проб. Следует, однако, отметить, что такой контроль сопряжён со значительными трудностями, что обусловлено, в частности, необходимостью в эксплуатирующих организациях иметь специальные химические лаборатории, постоянный штат сотрудников, соответствующее оборудование, реактивы и т.п. Поэтому необходим, интегральный браковочный параметр антифриза, который характеризовал бы его состояние в целом и определение, которого не занимало бы много времени, таким показателем может быть электропроводность антифриза.

Коэффициенты корреляции между переменными величинами электропроводности и показателями, характеризующими свойства антифриза, были получены с помощью статистического анализа и обработки данных [10].

Формула для расчета коэффициента корреляции имеет следующий вид

$$|r| = \frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{(n-1) \cdot S_x \cdot S_y}, \qquad (1)$$

где x_i - определяемая величина показателя качества;

y_i - измеряемая величина параметра;

$\bar{x}$ - среднее значение величины показателя качества;

$\bar{y}$ -среднее значение параметра;

S_x и S_y - выборочные дисперсии.

В результате исследований коэффициенты корреляции составили:

- для зависимости величины параметра электропроводности от температуры r = 0,93….0,95;

- для зависимости величины параметра электропроводности от плотности r = 0,29….0,35;

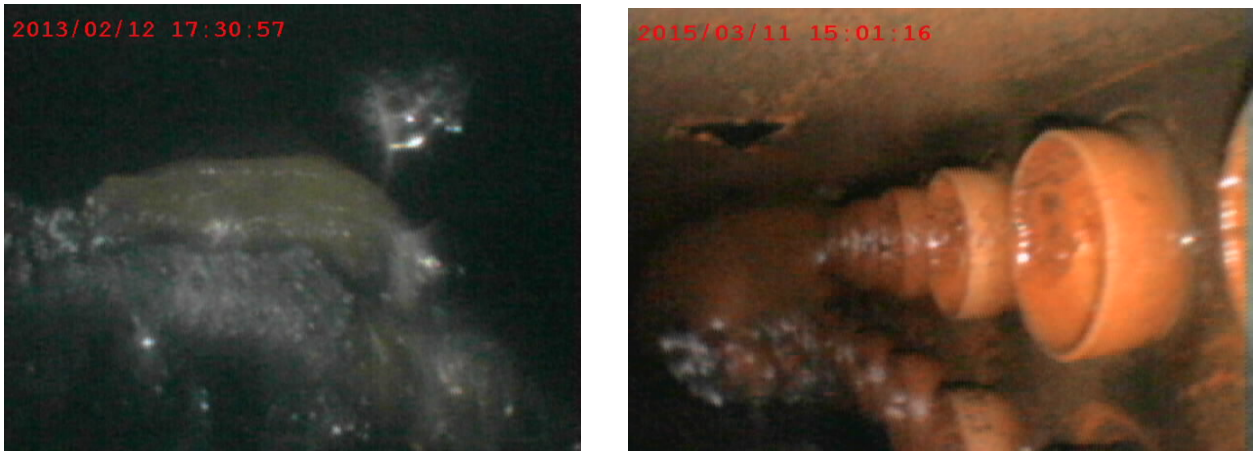
- для зависимости величины параметра от водородного показателя r = 0,69….0,72;

- для зависимости величины параметра от концентрации продуктов коррозионного изнашивания r = 0,96….0,97;

- для зависимости величины параметра от величины коррозионного воздействия на металлы r = 0,13….0,38.

Полученные значения коэффициентов корреляции подтверждают корреляционную связь с основными показателями, характеризующими свойства антифризов.

При выполнении технического обслуживания по замене антифриза А-40 на автомобиле ВАЗ-2115 с помощью технического эндоскопа производилась оценка состояния поверхности деталей системы охлаждения (фото 1).



а) б)

Фото 1. Мазеобразные отложения в нижнем резиновом патрубке радиатора (а) и коррозия радиатора (б)

3. Заключение:

Диагностируя состояние антифриза различных производителей по электропроводности и основным показателям качества, можно с большей достоверностью утверждать о работоспособности двигателя на этих антифризах, сроках их замены и техническом состоянии систем и механизмов двигателя.

Литература:

1. Гурьянов Ю.А. (1999). Предупреждение аварийных ситуаций при эксплуатации машин общехозяйственного назначения средствами диагностики. Вестник Челябинского государственного агроинженерного университета.
2. Драгомиров С. Г.(2009). Фильтры для очистки охлаждающей жидкости в автомобильных двигателях. Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: материалы XIII междунар. науч.- практич. конф., 28 – 29 октября 2009 г. Владимир: издательство ВлГУ. С. 307–311.
3. Безюков О. К. (1989). Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС. Двигатели внутреннего сгорания : науч.-техн. журнал. – Харьков: издательство НТУ “ХПИ”.– С.105–109.
4. Венцель Е.С. (2003). Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел. Харьков, издательство УкрГАЖТ.
5. Белоусов А.И. (1985). Измерение удельной объемной электропроводимости углеводородных жидкостей. Химия и технология топлив и масел. С. 35–36.
6. Богородицкий Н.П. (1977). Электротехнические материалы. Ленинград, издательство Энергия.
7. Наглюк М.И. (2009). Электропроводность антифриза и концентрация продуктов коррозии. Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. Харьков, издательство ХНАДУ. С. 21 – 23.
8. Адамчевский И. (1972). Электрическая проводимость жидких диэлектриков. Ленинград, издательство Энергия.
9. Наглюк М.И. (2011). Влияние температуры на изменение электрической проводимости. Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. Харьков, издательство ХНАДУ. С. 224 – 226.
10. Халафян А.А. (2007). STATISTICA 6. Статистический анализ данных. Москва, издательство ООО «Бином - Пресс».

Контакты: ассистент, к.т.н. Наглюк Михаил Иванович. Кафедра "Технической эксплуатации и сервиса автомобилей". Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Петровского 25, Харьков, Украина. тел.: 057/7073768, моб. 067-298-50-99. E-mail: golkiper@list.ru

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

MODERN TECHNOLOGIES ARE IN THE SUSPENTION OF PASSENGER CARS

Вячеслав Павленко

Absract: *This article is devoted the question of the use of innovative technologies in the suspention system of passenger car, which will allow to promote a comfort, control, stability, and also to decrease power expenses and running cost.*

Key words: *passenger cars, suspension, suspension, stability, controllability, control.*

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт остаётся самым опасным видом транспорта в мире. В последние годы все больше внимания стало уделяться проблемам комфорта и активной безопасности автомобиля. При этом все более высокие требования предъявляются к эффективности работы автомобильных подвесок.

Основой любой системы подрессоривания автомобиля есть подвеска. Через системы подрессоривания реализуются рекомендации и требования к параметрам колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автомобилей и вибронагруженность их экипажа.

Подвеска автомобиля обеспечивает упругую связь между колесами автомобиля и его кузовом (рамой). Если бы автомобиль не имел подвески, водитель, пассажиры и груз подвергались бы постоянным влияниям от неровностей дороги, были бы ощутимыми постоянные толчки, удары и вибрации, которые возникают при движении автомобиля. Таким образом, подвеска автомобиля обеспечивает необходимый комфорт водителю и пассажирам и сохранность грузов.

От конструкции подвески (кинематической схемы и характеристики направляющих устройств, погрузочных характеристик упругих элементов и демпфирующих устройств) в значительной мере зависит поведение автомобиля на дороге, возможность достижения высоких скоростей движения и безопасность при осуществлении маневров.

Подвеска снижает величину силового влияния на элементы конструкции автомобиля от дороги, уменьшая тем самым вероятность отказов и неисправностей.

В данное время в автомобилестроении используются разные типы подвесок, которые отличаются между собой компоновочными, кинематическими и другими конструкционными особенностями. Использование же инновационных технологий в системе подрессоривания автомобилей уже сегодня и в будущему, даст возможность улучшить подвеску, усовершенствовать ее конструкцию, повысить устойчивость, управляемость и комфортабельность и снизить затраты на эксплуатацию.

ИЗЛОЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА

Регенеративная подвеска. Любой автомобиль имеет источник регенеративной энергии. На сегодня наиболее распространенным есть рекуперация энергии торможения автомобиля, когда электродвигатель включен от трансмиссии, работает как генератор и возвращает энергию к аккумулятору. Это помогает значительно повысить энергоэфективность систем автомобиля.

Кроме рекуперативной энергии тормозов, источником энергии может быть система подрессоривания, а именно регенеративная подвеска [1]. При движении автомобиля по

дороге, большая часть энергии производится в колебаниях подрессоренных и неподрессоренных масс. Эта энергия рассеивается в упругих и демпфирующих элементах.

Рассеянная энергия может достигать больших значений. Величина зависит от скорости движения, массы автомобиля и дорожного покрытия. Автопроизводители длительное время старались разработать подвеску, которая бы позволила управлять автомобилем с комфортом наивысшего уровня и энергопотреблением гибридного автомобиля. Все предыдущие попытки достичь баланса испытали фиаско из-за высокой стоимости, конструктивной сложности и высокой затраты энергии.

Самое сложное – это найти оптимальное соотношение комфорта и управляемости. Результатом проектирования может стать усовершенствованная активная подвеска с абсолютно новыми возможностями: экономным энергопотреблением, упрощением конструкции и доступностью для населения. Комфорт обеспечивает мягкая ударопоглащающая подвеска, в то время как повышение степени управляемости достигается за счет увеличения жесткости.

Компании "ZF" и "Levant Power " общими усилиями разрабатывают первую в мире полностью активную автомобильную подвеску с функцией регенерации энергии. Новая технология, которую окрестили Genshock, объединяет в себе динамику, безопасность, комфорт и минимальное потребление энергии.

Регенеративная подвеска полностью решает или уменьшает существенные проблемы электрических автомобилей. В частности, существенное увеличение заряда батареи, без дополнительных затрат на электроэнергию (снижение эксплуатационных затрат). Увеличение емкости батареи в диапазоне, по крайней мере до 50%.

К амортизатору (рис. 1) американской компании Levant Power [2] немецкая компания "ZF" добавит небольшое устройство, которое расположат на внешней стороне амортизатора.



Рисунок 1 – Гидравлический амортизатор производства Levant Power

Устройство (рис. 2) состоит из микроконтроллера, электромотора и гидравлического насоса [3]. Этот насос отвечает за подачу масла в саму подвеску, позволяя ей автоматически подстраиваться под дорожные условия и маневры. Обратно-поступательное движение подвески используется для регенерации энергии. Дальше система проводит масло в подвеске с помощью электронасоса, который может работать еще и как генератор. Кинетическая энергия потом превращается в электрическую, которая поступает в общую электропроводку автомобиля. К тому же система имеет возможность отдельно руководить каждым колесом автомобиля. Наиболее ярко эффект генерации электротока и экономии топлива проявится на неровных поверхностях – чем больше и чаще напрягаются амортизаторы, тем больше электроэнергии вырабатывает система.



Рисунок 2 – Устройство устанавливаемо на амортизатор

Преимущества регенеративной подвески:

- регенеративная подвеска вырабатывает намного больше энергии, чем любая другая подобная система;
- большое количество кинетической энергии от вертикальных колебаний превращается в электроэнергию;
- работа функций подвески обеспечивается электронным управлением гидравлического цилиндра двойного действия;
- при учете разного веса автомобиля, радиуса колес, формы дорожной поверхности которые меняются в широких границах, средняя величина получаемой от подвески энергии составляет 15 кВт·ч на 100 км.

Недостатком данной подвески есть то, что в ней используется гидравлический амортизатор то есть предъявляются повышенные требования к герметичности устройства и затраты энергии на преодоление гидравлического сопротивления системы.

Кроме регенерации существует второй аспект увеличения энергоэфективности автомобиля благодаря подвеске [4]. Как известно затрата топлива (для автомобиля с традиционным ДВС и гибридной установкой) зависит от параметров автомобиля и условий движения во время эксплуатации.

Одним из важных эксплуатационных показателей есть средняя техническая скорость автомобиля. При движении по дороге с покрытием плохого качества, водитель вынужден снижать скорость из-за увеличение уровня вертикальных ускорений, во избежание потери управления или выхода из строя автомобиля. Уменьшение скорости приводит к тому, что ДВС начинает работать в режиме с меньшей топливной экономичностью, то есть затраты горючего возрастают. Можно проследить прямую связь между колебаниями подвески и расходом топлива.

Удержание оптимального режима работы ДВС независимо от состояния дорожного покрытия путем постоянного скоростного режима, можно достичь благодаря управлению подвеской.

Резюмируя можно сказать, что современная подвеска, с точки зрения энергозатрат, должна иметь два свойства: быть управляемой и энергоэффективной.

Электромагнитная подвеска Bose. Электромагнитная подвеска Bose (рис. 3) представляет собой линейный электродвигатель, который работает в зависимости от избранного режима вязкости упругого или демпфирующего элемента [5]. Идея безусловно не новая, но никому еще не удавалось добиться хотя бы похожей скорости действия. Шток амортизатора, с закрепленными на нем постоянными магнитами, осуществляет

обратно-поступательные движения по длине обмотки статора, расположенного в корпусе узла.



Рисунок 3 – Электромагнитная подвеска Bose

Такая конструкция не только обеспечивает эффективное гашение колебаний, которые возникают из-за неровности дороги, но и открывает новые возможности для управления транспортным средством. Линейными электромагнитными двигателями, установленными в каждом амортизаторе, руководит ряд персональных алгоритмов.

Электрогенератор – еще один режим работы подвески Bose. При движении автомобиля по прямой, колебания вызваны неровностью дорожного покрытия, превращаются в электрический ток. Энергия не рассеивается, а собирается в аккумуляторных батареях для дальнейшего использования.

Первым недостатком является необходимость создания программного обеспечения для управления данной сложной системой. Но, процесс двигается и программное обеспечение разрабатывается. Возможно, очень скоро подвеска будет реализована в виде серийного производства для многих современных автомобилей. Вторым то, что она не приобрела коммерческое распространение, которое в основном обусловлено ее большой стоимостью.

Активная электромагнитная подвеска Gysen. Исследователи в Нидерландах разработали активную электромагнитную систему подрессоривания Gysen, которая может повысить качество езды автомобилей на 60 процентов. Автомобили, оснащенные этой системой подвески еще более безопаснее. Система разработана в партнерстве со шведской компанией SKF [6]. Благодаря данной подвеске, колеса автомобиля можно поднимать и опускать независимо друг от друга в несколько секунд. Эта высокая скорость реагирования является одной из самых больших особенностей системы.

Сейчас уже есть активные системы подрессоривания, но действуют они не достаточно быстро, для того чтобы воспринимать быстрые вибрации, вызванные неровностями дорожного покрытия. Новая система может делать это эффективнее, что и объясняет более высокое качество езды.

Gysen была протестирована на стенде, который имитирует колебание дорожной поверхности только на одном колесе. Это привело к увеличению качества езды на 60 процентов.

В конечном счете, целью является разработка более комфортабельных автомобилей, которые также имеют более высокую безопасность за счет увеличения устойчивости движения и автомобиль больше не кренит на поворотах. Также

производитель считает, что система будет отличным вариантом для использования в машинах скорой помощи.

Система заменяет обычный амортизатор в автомобиле, на стойку с электромагнитным амортизатором на базе линейного двигателя с постоянными магнитами (рис. 4). В случае если электромагнит выйдет из строя подвеска будет продолжать работать за счет пружин и амортизаторов в механическом режиме [7]. Но вероятность выхода из строя электромагнита почти не возможна. Пружина обеспечивает пассивную упругость а магниты обеспечивают пассивную магнитную амортизацию.



Рисунок 4 – Стойка с электромагнитным амортизатором на базе линейного двигателя с постоянными магнитами SKF.

В основе устройства лежит трехфазная линейная электрическая машина на постоянных магнитах с элементом пассивного демпфирования. Размеры и конструкция этого устройства позволяют устанавливать его на автомобиль без внесения изменений в конструкцию. Полностью электромагнитное устройство позволяет эффективно и быстро реализовывать управление каждым колесом аналогично подвеске компании Bose. Однако количество регенеративной энергии больше, чем в аналогичной подвеске производства Bose, а энергозатраты на управление ниже. При установке этой системы на все колеса пик потребления составит близко 500 Вт - половина того, что использует система кондиционирования воздуха в автомобиле.

Кроме того стоимость самого устройства меньшая, а установка намного более простая. Подбивая итоги, можно выделить следующие преимущества данной подвески:[8]

- при использовании подвесок этого вида, на автомобиле полностью отсутствующий эффект, так называемого, «просадка» даже при продолжительной стоянке транспортного средства. Это достигается благодаря тому, что даже в неактивном состоянии аккумулятор продолжает питать элементы подвески;
- даже при отсутствии команд от бортового компьютера (например, произошел сбой в работе) подвеска сохраняет подвижность благодаря встроенным пружинам;
- размеры и конструкция этого устройства позволяют устанавливать его на автомобиль без внесения изменений в конструкцию;
- низкие энергозатраты.

Сравнение перспективных подвесок между собой, может дать возможность сделать выводы какая из подвесок будет иметь наибольший спрос на автомобильном рынке. Сравнения будет происходить путем выявления основных преимуществ и недостатков перспективных подвесок (табл. 1). Как видно из таблицы оптимальным вариантом является электромагнитная подвеска Gysen.

Таблица 1 – Сравнение перспективных подвесок

Параметры	Регенеративная	Электромагнитная	
		Bose	Gysen
	Преимущества/Недостатки		
Регенерация энергии	+	+	+
Отдельное управление	+	+	+

колесами			
Отсутствие шумов	+	+	+
Большая стоимость эксплуатации	–	+	–
Наличие просадки подвески	–	+	–
Повышенные требования к герметичности	+	–	–

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные и проанализированные перспективные инновационные подвески, определенны их влияние на систему подрессоривания автомобиля, выявлены их преимущества и недостатки и сделанное сравнение их между собой.

Из рассмотренных систем подвески лучше всего условиям плавности хода, энергоэфективности и безопасности движения отвечает электромагнитная подвеска с возможностью рекуперации. Сформулированы базовые критерии для выбора исполнительного устройства электромагнитной подвески электромобиля, это: высокая надежность; управляемость; низкие энергозатраты на управление; plug-n-play (установил-и-работает) возможности; обеспечение необходимого коэффициента демпфирования.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Рекуперативная подвеска [Электронный ресурс]: Режим доступа : http://autonews.autoua.net/novosti/5317-nemcy-razrabotayut-rekuperativnuyu-podvesku.html
[2] Electricity-Generating Shttpabsorbers [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.technologyreview.com/news/418859/electricity-generating-shock-absorbers/
[3] ZF announces new Genshttpenergy-recoverysuspension[электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.autoblog.com/2013/08/30/zf-genshock-energy-recovery-suspension/
[4] Electricity-Generating Shttpabsorbers[электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.technologyreview.com/news/418859/electricity-generating-shock-absorbers/
[5] ZF announces new Genshttpenergy-recoverysuspension[электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.autoblog.com/2013/08/30/zf-genshock-energy-recovery-suspension/
[6] Our Innovations - Electricity from thttpuspension [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.interpatent.de/unsere_innovationen_strom_aus-_der_federung_en.html

[7] Говорущенко Н. Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Ч. 1. / Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. – Харьков: ХНАДУ, 1998. - 255 с.

[8] Официальный сайт компании Bose [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://bose.ru/knowarticle/?ELEMENT_ID=223

КОНТАКТЫ

доц. Вячеслав Павленко, к.т.н., доцент кафедры «Технической эксплуатации и сервиса автомобилей» Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, г. Харьков, ул. Петровского, 25, Украина e-mail: vp.khadi@gmail.com

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГЕ С УКЛОНОМ

DIAGNOSING OF CAR ON THE SLOPING ROAD

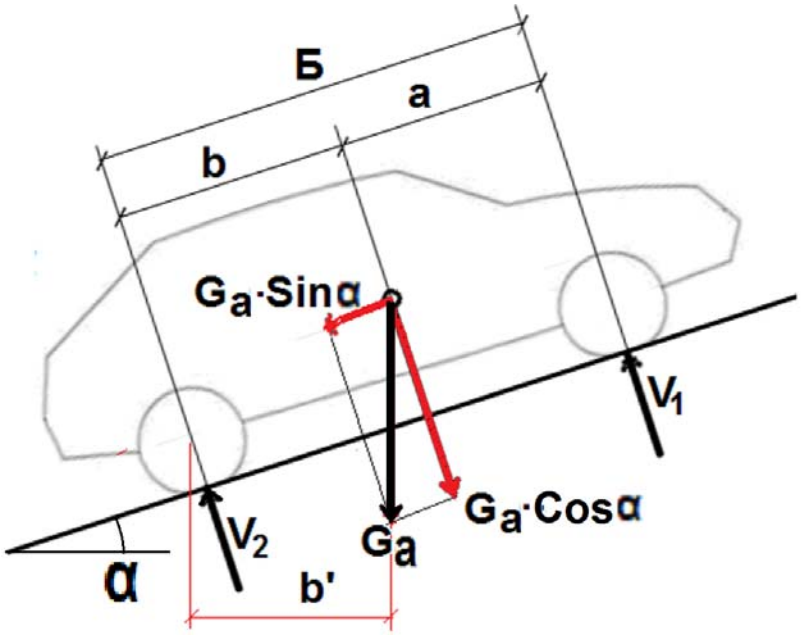
Михаил Буравцев, Владимир Волков, Владимир Зуев, Эрнест Рабинович

Abstract. The conducted research has shown that results of diagnosing of cars on the sloping road are influenced in a decisive way by a vertical alignment of road, i.e. the average size and a variation of inclination. Receivers of satellite signals of GPS/GLONASS are the most convenient means for measurement of a vertical alignment in operation. Labor and time expenses can be reduced sharply if to write down the speed of free rolling on the studied descent of the car with the known data. Both methods don't give the required accuracy of measurement of inclination, but they should be used, more exact and economically justified methods and means aren't found yet.
Key words: sloping road, car test, measurement of inclination, speed, free rolling, accuracy

1. Введение:

Актуальность темы. Езда по дороге с уклоном – массовый, основной вид движения автомобиля. Горизонтальных дорог в заселенных местностях почти нет. Когда требуется действительно горизонтальная зера. Исследования движения по уклону прямо связаны с практикой и потому актуальны.

Теория движения по уклону проста. Силовой баланс дополняется скатывающей силой $P_\alpha = \pm G_a \cdot \mathrm{Sin}\alpha$, сумма вертикальных реакций опоры на колеса уменьшается до $V_1 + V_2 = G_a \cdot \mathrm{Cos}_\alpha$, несколько изменяется распределение весовых нагрузок по осям и, соответственно, реакции опоры: $V_1 = G_a \cdot b \cdot \mathrm{Cos}_\alpha / Б$; $V_2 = G_a \cdot (Б - b \cdot \mathrm{Cos}_\alpha)/Б$ (фиг. 1).



Обозначения:

α – угол наклона дорожного полотна к горизонту, Sinα= i – уклон;
G_a·– вес автомобиля,
Б – колесная база,
a и b·– расстояния от осей колес до центра масс автомобиля;
V_1 и V_2 – нормальные реакции опоры на колесах передней и задней осей соответственно.

Фиг. 1. Схема сил, действующих на автомобиль на дороге с уклоном

Последнее важно при анализе разгона автомобиля на нижних передачах, когда уменьшение нормальной реакции может вызвать пробуксовку ведущих колес (передних на подъеме, задних на спуске).

Далее, при свободном скатывании от малой начальной скорости по спуску с постоянным уклоном должно происходить монотонное возрастание скорости до ее стабилизации в момент, когда сопротивления движению уравняются со скатывающей силой. Однако в реальности наблюдаются нерегулярные колебания скорости. Это заставляет предполагать, что уклон дороги – величина не постоянная.

Очевидно, что сегодня первоочередная задача исследований в этой области сводится к измерению реального угла α и его вариации по длине мерного участка, т.е. к построению продольного профиля дороги. В дальнейшем могут вызвать интерес более

тонкие эффекты, например, изменение прогибов подвески и, соответственно, дополнительное перераспределение весовой нагрузки; особенности поведения ветра в приземном слое и его различие в зоне подъемов и спусков дороги…

2. Обзор публикаций, задача исследования:

Известны способы определения продольного уклона участка автомобильной дороги с помощью геодезических инструментов. Для определения продольного профиля трассы используется теодолитная, тахеометрическая съемка и нивелирование поверхности. К недостаткам этих способов следует отнести большую трудоемкость и низкую производительность измерения. В связи с этим геодезические инструменты применяются в основном при проектировании автомобильных дорог. В прикладных задачах для измерения уклонов используют различные способы и устройства, например, водяной уровень, пузырьковые уровни, механические и электронные эклиметры и инклинометры, трехосные датчики ускорений, а также косвенные методы, например, оценку уклона по скорости движения контрольного автомобиля, для которого установлена зависимость этой скорости от известных уклонов при фиксированном положении органа управления подачей топлива [1]. В последние годы все шире применяются приемники спутниковых сигналов, хотя у них точность измерения высот неудовлетворительна. Хорошим примером сочетания разных методов является работа [2], в которой описано измерение уклона дороги с помощью емкостных датчиков ускорений, сигналов GPS/GLONASS и водяного уровня. Получен средний уклон 3° со средней погрешностью 0,2° и максимальной 0,47° (соответственно 8,8 и 15,6%).

В ряде наших задач использована дорога с номинальным уклоном 0,018 (около 1°), для которых описанные погрешности слишком велики. Чтобы получить точность измерения расхода топлива 1 %, нужно иметь погрешность менее 0,5 ‰, если же ограничиться точностью 3 %, то можно допустить погрешность до 1,6 ‰ (т.е. около 0,1°).

При торможении вклад скатывающей силы невелик по сравнению с действием тормозных сил. Так, если тормозная система сообщает автомобилю замедление 5,8 м/с^2, то добавка от скатывающей силы (j_α=9,81·i/δ, где δ – коэффициент учета вращающихся масс) составит менее 10i, т.е. при уклонах от 1° до 4° – от 0,2 до 0,6 м/с^2.·Однако на мокрой или скользкой дороге с коэффициентом сцепления около 0,1, где тормозная сила создает замедление всего 0,95 м/с^2, этот вклад будет намного ощутимее – 20…60 %.

Задача исследования – повысить точность определения продольного профиля мерного участка дороги доступными средствами, т.е. приемниками спутниковых сигналов и анализом сопротивлений движению автомобиля.

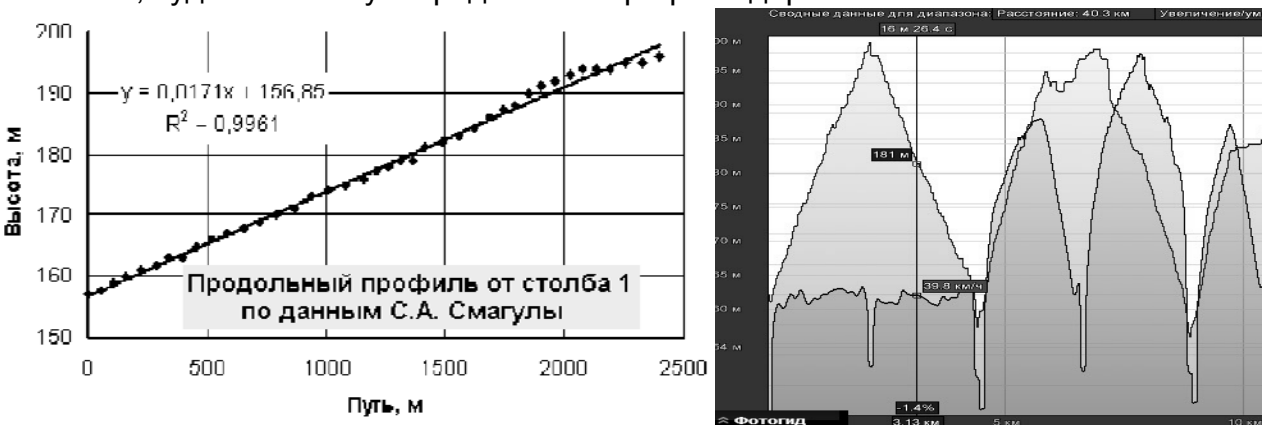
3. Методика и результаты наших исследований:

В течение ряда лет мы испытываем автомобили на участке дороги 1 класса длиной около 2,5 км с уклоном 17 ‰ (по паспорту дороги). Поведение автомобилей при движении накатом на спуске давало повод предположить, что уклон этот непостоянный. Измерения приемником Magellan SporTrak подтвердили эту мысль (фиг. 1, слева). Более поздние измерения приемником Triton 500 также показали отклонения от линейности, но в других местах и с явной зависимостью от скорости (темно-серое поле).

Правая диаграмма на фиг. 1 – это фрагмент записи ряда заездов после обработки штатной программой Vantage Point фирмы Magellan. Первый от начала отсчета треугольник – это график подъема на уклон при движении с севера на юг и последующего спуска от южной точки разворота обратно к начальной северной точке разворота. Более темное поле под ним ограничено сверху графиком скорости, которая составляла в среднем 40 км/ч. Провал на одной вертикальной линии с вершиной треугольника – это выполненный на меньшей скорости разворот для движения в обратном направлении.

В следующем заезде выполнялась проверка автомобиля по разгону в двух направлениях. Шел разгон до 100 км/ч, затем выбег примерно до 45 км/ч, разворот и

разгон с последующим выбегом в обратную сторону. График высоты далек от аккуратного треугольника, судить по нему о продольном профиле дороги нельзя.



Фиг. 2. Продольные профили, снятые приемниками Magellan SporTrak (слева) и Triton 500

В последнее время мы использовали двухсистемный приемник GPS/ГЛОНАСС модели Garmin eTrex 30 с барометрическим альтиметром. Точность замера высот альтиметром выше, чем дают спутниковые сигналы. Совершенствуя методику обработки записей, удалось улучшить разрешающую способность приблизительно до 0,5 м – именно такова высота ступенек на диаграмме зависимости высоты над уровнем моря от пути, т.е. удаления от начала отсчета, например, одной из точек разворота.

Совершенствование методики обработки включало в себя использование выходных сигналов не в привычных и удобных форматах .plt и .kml, а в формате .gpx, в котором сигнал имеет значительно больше разрядов и не округлен. Это потребовало дополнительных трудоемких расчетов, но повысило разрешение. Далее в полученный график высот вносились поправки, отражающие общее изменение атмосферного давления (по внешним данным). В общем повышенная чувствительность к изменениям атмосферного давления усложняет и сами измерения, и их обработку, но это оправдывается повышением точности. Разрешающая способность улучшилась с 3 футов (ок. 0,9 м) до 0,48 м.

После ряда проб мы можем рекомендовать следующую процедуру снятия продольного профиля дороги: оператор с приемником должен находиться внутри автомобиля. Должно быть приоткрыто окно с подветренной стороны (т.е. если ветер дует справа, то открывать надо окно с левой стороны, опуская стекло на 40…50 мм). Это нужно для уравнивания давления воздуха в салоне с атмосферным.

Автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью 30 км/ч или менее с как можно меньшими отклонениями скорости, без резких маневров. Высказанное в [2] мнение о целесообразности выполнения замеров на высокой скорости нашим опытом не подтверждается.

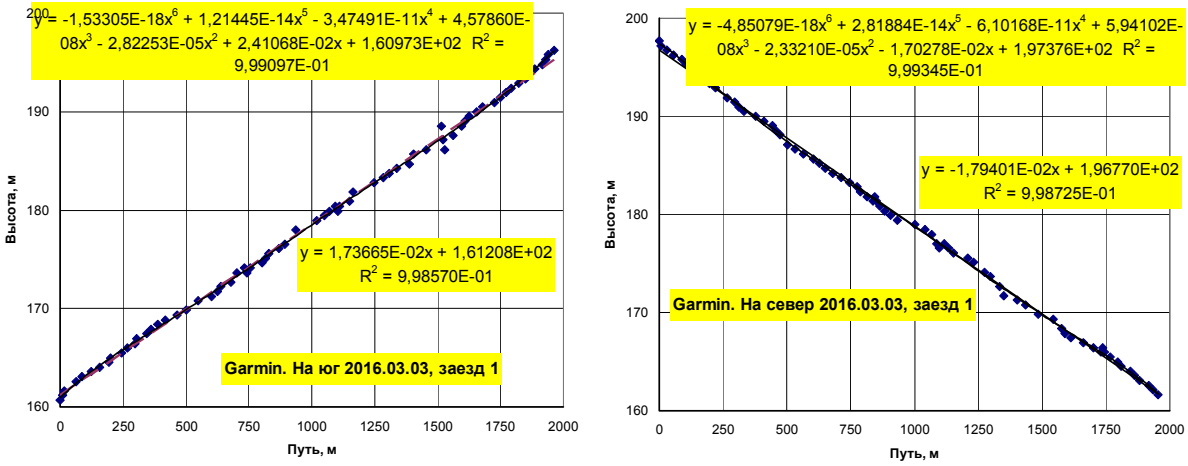
Замеры выполнить при проезде в прямом и обратном направлении с минимальными паузами. Количество пар замеров – две или более. После разворота автомобиля для движения в противоположном направлении поднять стекло с наветренной стороны и опустить с подветренной. Не рекомендуется выполнять замеры с остановками в каждой точке – при этом падает точность и возрастает разброс результатов. Желательно находить подробные сведения об изменении атмосферного давления в данной местности.

При обработке данных считать искомыми точками моменты изменения индикации высоты. Обычно результаты измерения при движении на север и на юг заметно различаются (фиг. 3). Однако это различие может измениться при введении поправок на атмосферное давление.

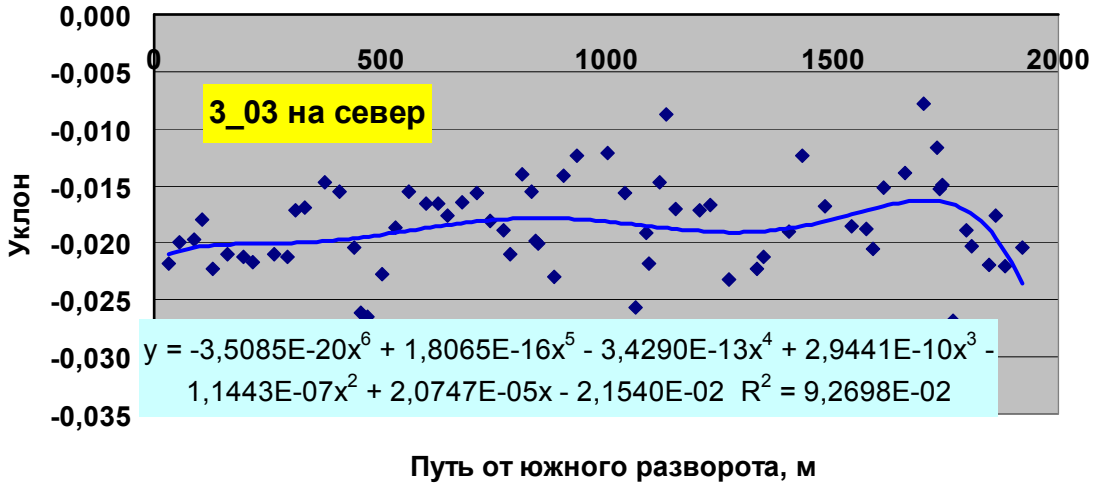
После внесения всех поправок приняты следующие характеристики уклона изученного участка дороги: среднее значение m=18,228 ‰, среднеквадратичное

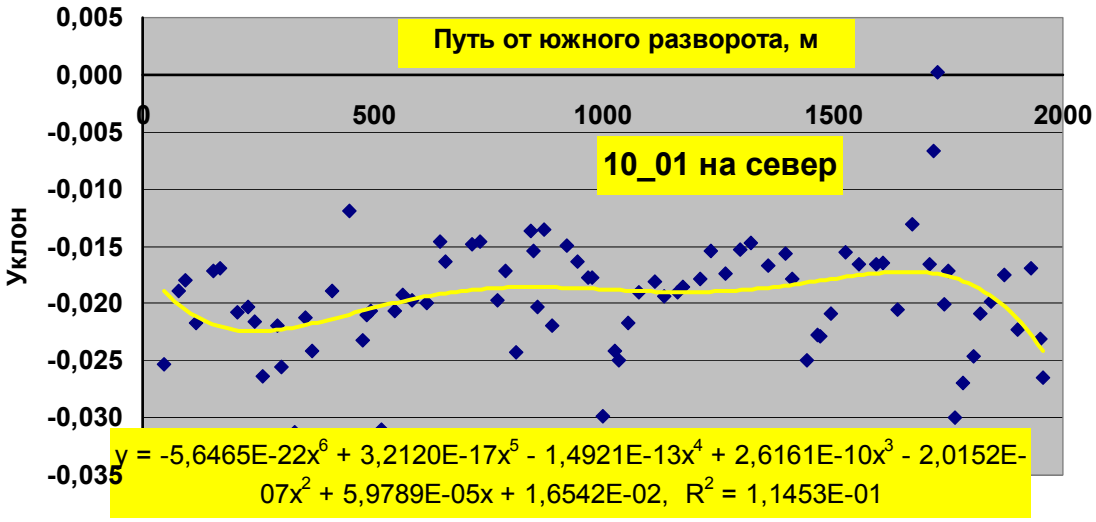
отклонение σ=0.54 ‰; профиль близок к линейному, однако возможны заметные отклонения: по правилу двух сигм 95,4 % всех возможных случайных значений уклона лежат в пределах ±1,08 ‰, т.е. уклон может составлять от 17,14 до 19,31 ‰.

В некоторых задачах линейное представление продольного профиля может оказаться слишком упрощенным. Чтобы проверить это предположение, зависимости высоты от пути были аппроксимированы полиномами шестой степени (фиг. 4). Расхождения кривых регрессии, полученных в разные дни, очевидны, но форма их явно подобна, что заставляет признать, что вариация уклона действительно имеет место и поверхность дороги – не идеальная плоскость. Видимо, нужны измерения более точными средствами, поскольку все описанные результаты получены на пределе возможностей приемника спутниковых сигналов.



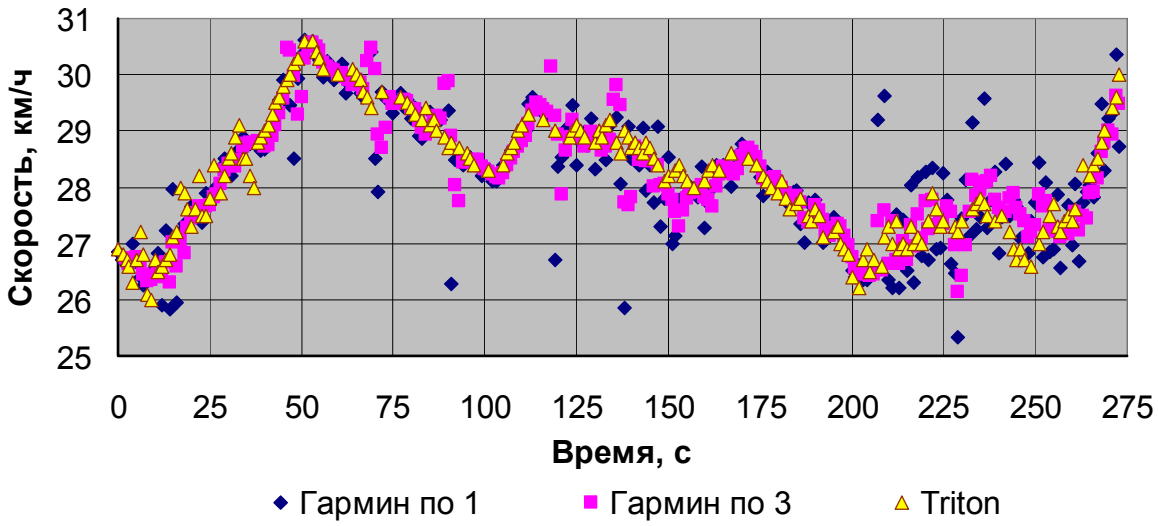
Фиг. 3. Уклон дороги, замеренный при движении на юг (слева, 0,01736) и на север (0,01794)





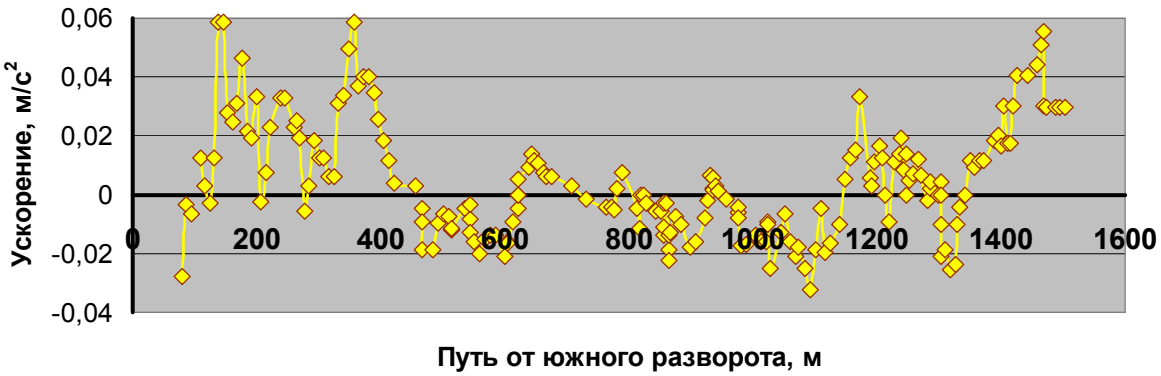
Фиг. 4. Продольный профиль мерного участка дороги
по замерам приемника спутниковых сигналов Garmin eTrex 30 в двух экспериментах

Было решено использовать в качестве независимой проверки упомянутое выше свободное скатывание автомобиля на спуске. Контрольный автомобиль Hyundai i30 был установлен в начале спуска, кратковременным включением двигателя выведен из состояния покоя, после чего начал свободное скатывание при разомкнутом сцеплении. Диаграмма скорости скатывания показана на фиг. 5, где приведены три массива точек: Garmin – необработанные и сглаженные по трем точкам – и снятые приемником Magellan Triton и сглаженные по десяти точкам. Расхождения между двумя сглаженными массивами незначительны.



Фиг. 5. Свободное скатывание автомобиля Hyundai i30 на спуске

На фиг. 6 приведена сглаженная по десяти точкам диаграмма ускорения в функции пути.



Фиг. 6. Ускорение свободного скатывания автомобиля Hyundai i30

Чтобы получить по ускорениям значения уклонов, нужно выполнить ряд предварительных расчетов. Составим расчетное уравнение.

$$\mathrm{j}=\frac{P_{\mathrm{i}}-P_f-P_{xx}-P_w}{\delta\cdot m}, \tag{1}$$

где P_{i} – скатывающая сила, Н;
P_f – сила сопротивления качению, Н;
P_{xx} – сопротивление холостого хода трансмиссии, Н;
P_w – сопротивление воздуха, Н;
m – масса автомобиля в рассматриваемом случае, кг:
δ – коэффициент учета вращающихся масс.
Формулы для расчета сил:

$$\mathrm{P_i}=G_a\cdot \mathrm{i}=m\cdot g\cdot Sin\alpha;\qquad \mathrm{P_f}=m\cdot g\cdot \mathrm{f};\qquad \mathrm{P_w}=0{,}5\rho\cdot C_x\cdot F\cdot\left(\frac{v_a}{3{,}6}+v_w\right)^n, \tag{2}$$

где f – коэффициент сопротивления качению;
ρ – плотность воздуха, кг/м^3;
C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;
F – лобовая площадь автомобиля, м^2;
v_a и v_w – скорость автомобиля, км/ч, и ветра, м/с, соответственно;
n – показатель степени.
После очевидных преобразований формула для расчета уклона приобретает вид

$$\mathrm{i}=\frac{\delta\cdot j+\left(P_{xx}+P_w\right)/m}{g}+f. \tag{3}$$

Сопротивления холостого хода трансмиссии в ньютонах в зависимости от скорости приняты по данным В.А. Зуева:

$$\mathrm{P_{xx}}=\text{-}5{,}8364\mathrm{E}\text{-}06\cdot \mathrm{v}^3+0{,}0012723\mathrm{v}^2+0{,}27204\mathrm{v}+5{,}8735 \tag{4}$$

Изменение показателя степени n в зоне скоростей от 1 до 15 м/с (от 3,6 до 54 км/ч) описывается усредненным по 84 автомобилям выражением

$$n = -3{,}9593E-07 \cdot v^4 + 7{,}3509E-05 \cdot v^3 - 0{,}0050927 \cdot v^2 + 0{,}1522 \cdot v + 0{,}51471 \quad (5)$$

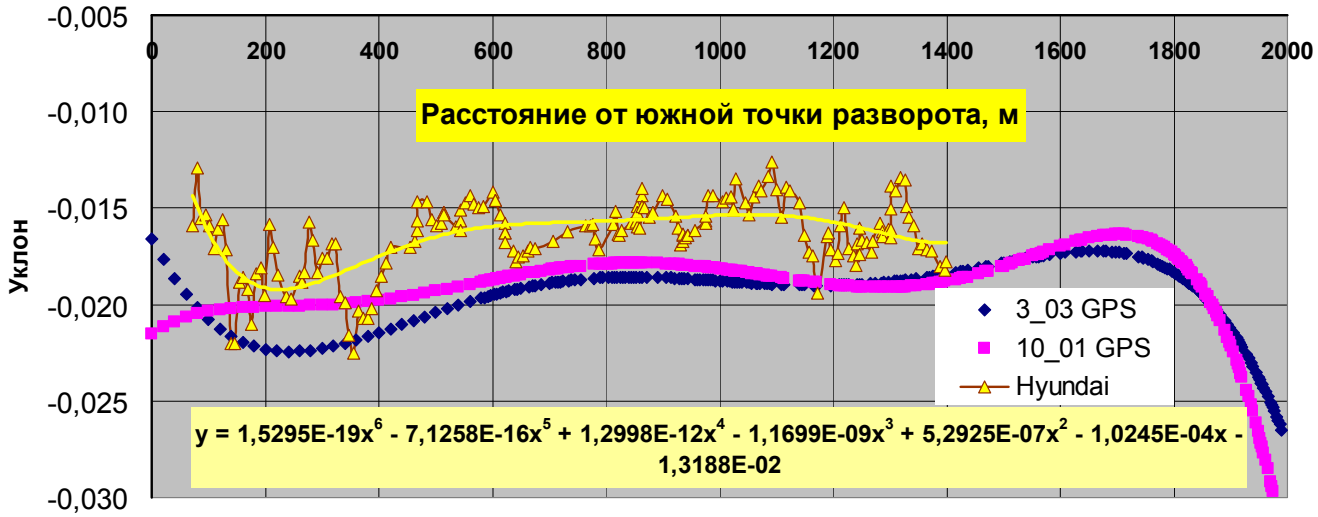
Данные контрольного автомобиля Hyundai i30 в состоянии эксперимента: масса с людьми и приборами – 1515 кг, C_x = 0,33, F =2,2 м^2; установлены зимние шины Fulda Montero 2 195/65 R15 91T M+S. Принята следующая зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости (наша обработка данных из [3]):

$$f = 3{,}11238E-07v^2 - 1{,}25429E-05v + 1{,}36005E-02. \quad (6)$$

По рекомендациям [4] вычислен понижающий коэффициент 0,89, учитывающий уменьшение сопротивления качению при неполной нагрузке на шины.

Результаты расчета уклона по скорости скатывания автомобиля приведены на фиг. 7 в сопоставлении с представленными выше вариантами продольного профиля.

Как видно из диаграммы, аппроксимирующие кривые двух экспериментов с использованием более дорогого приемника Garmin близки друг к другу на большей части пути автомобиля (расхождение порядка 1 промилле), но заметно (до 5 ‰) расходятся в начале и в конце диаграммы. Кривая, построенная по скорости скатывания автомобиля, близка по форме к экспериментальной кривой от 10.01.16, но показывает несколько меньшие уклоны – на 3…5 ‰. Таким образом, ее расхождение с кривыми от Garmin практически такое же, как у этих кривых между собой. Однако во всех вариантах полученное расхождение до 5 ‰ намного превышает приведенные выше требования. Это заставляет продолжать поиск более точных методов и средств измерения уклона дороги в практической работе автотранспорта. Одно из направлений такого поиска – уточнение фактического коэффициента сопротивления качению, поскольку именно оно сильнее других факторов влияет на результат расчета уклона.



Фиг. 7. Варианты продольного профиля мерного участка дороги, построенные по замерам приемником Garmin в двух экспериментах, и по вариациям скорости скатывания автомобиля Hyundai i30

7. Выводы:

Проведенное исследование показало, что на результаты диагностирования автомобилей на дороге с уклоном решающим образом влияет продольный профиль дороги, т.е. средняя величина и вариация уклонов. Самыми удобными средствами измерения продольного профиля в эксплуатации являются приемники спутниковых сигналов GPS/ГЛОНАСС. Трудоемкость и затраты времени можно резко сократить, если записать скорость свободного скатывания по исследуемому спуску контрольного

автомобиля, данные которого известны. Оба метода не дают требуемой точности измерения уклонов, но их приходится использовать, пока не найдены более точные и экономически оправданные методы и средства.

Литература:

1. **Patent RU 1796903 : cl. G01C7/04** // http://www.findpatent.ru/patent/179/1796903.html
2. Scientific-practical conference "Alternative Energy Sources in the Transport and Technological Complex: Problems and Prospects of Rational Use" (Voronezh, 2014) / Shein V.S. et al. Determination of the Inclination of a road… pp. 163-168.
3. Automotive Handbook BOSH, Robert Bosch GmbH 4th edition // http://www.libex.ru/detail/book262735.html
4. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / Reimpell J., Stoll H., Betzler J. Translated from the German. Second English Edition. – Butterworth-Heinemann, 2001. Woburn MA (USA). 444 p.

За контакти:
ass. prof. Ph. D., eng. Ernest Rabinovich, Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service"**.** 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. 38(067)5797220 erjara3@gmail.com
eng. Mikhail Buravtsev .+38(097)5423556 mikhail.buravtsev@gmail.com
assistent eng. Vladimir Zuev.+38(063)4757980 vlal.zu@mail.ru
prof. D.S., eng. Vladimir Volkov +38(067)7472177. volf949@mail.ru.

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА МОДЕЛИ ЗА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НА ПНЕВМАТИЧНА ГУМА С ПЪТЯ

COMPARATIVE ANALYSIS OF TIRE MODELS

Rosen Ivanov

Abstract: *The paper presents a short analysis of advantages or disadvantages of most popular tire models are done. The specific application of each model is described. A comparison has been made between the potentialities of different types of tire models.*

***Keywords**: Tire Models, Magic Formula, Brush Model, Neural Network, Neuro-Tire*

1. Въведение

Съществуват редица подробни теории [4, 7, 10, 11], но все още не е създадена пълна и всеобхватна теория за взаимодействието на пневматичната гума с пътя, която да е валидна за различните пътни условия. Причината за това е сложността на структурата и поведението на гумите. Значителен прогрес в развитието на теорията за механичните свойства на гумата и взаимодействието ѝ с пътя бе направен през последните 20-25 години [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Постигна се едно по-добро разбиране на поведението на гумите, като важен елемент от конструкцията на превозните средства, с голямо влияние върху експлоатационните свойства. Чрез по-новите и точни опитни уредби и експериментални техники, и използването на компютри, бяха постигнати по-реалистични механо-математични модели на гума в широк спектър от работни условия.

Характеристиките на гумата са широко изследвани в течение на много години [4, 7]. Били са проучвани няколко аспекта от динамиката на гумата, като в резултат са развити множество модели [4, 5, 6, 7, 10, 11], всеки от които е предназначен за различни цели.

От множеството разработени модели за поведението на пневматичната гума са се наложили като по-универсални няколко [7]. Всеки от тях има специфични особености и е ориентиран към определени приложения.

Целта на настоящата работа е да се анализират подходите използвани в различните модели, предимствата им и на тази база пригодността им за различни приложения.

2. Модели за взаимодействие на пневматичната гума с пътя

2.1. Модел Magic Formula

Широко използван е полуемпиричният модел на гума Magic Formula, за изчисление на силите и моментите при установено движение на гумата, използван и при изследване динамиката на превозното средство. Развитието на модела започва в средата на 80-те години. TU-DELFT в сътрудничество с Volvo разработват няколко варианта на модел на гума [7, 10]. В тях моделирането на поведението на гумата при движение с преплъзване е извършено от физична гледна точка.

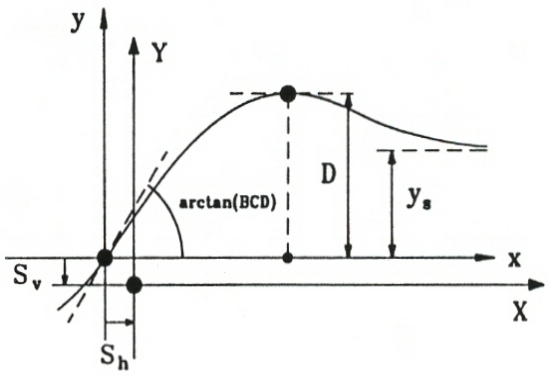
Magic Formula моделът е създаден от Pacejka през 1987г., който тогава е описал връзката между входните и изходните величини при установено състояние на гумата. Този полуемпиричен модел на гума използва експериментално измерени данни и построява крива от типа напречна сила-увличане $F_y = f(\delta)$, чрез минимизиране на сумарната квадратична грешка. Подобрената версия на Magic Formula, създадена от Pacejka през 1991 година е накратко обяснена по-долу за случая на чисто напречно увличане. Основният вид на Magic Formula модела за изчисляване на напречната сила за

определена стойност на вертикалното натоварване и ъгъл на наклона на колелото се представя с формулата:

$$F_y(\delta) = D\sin\left\langle C\arctan\left\{B\left(\delta + S_h\right) - E\left[B\left(\delta + S_h\right) - \arctan\left(B\left(\delta + S_h\right)\right)\right]\right\}\right\rangle + S_v, \qquad (1)$$

където δ е ъгълът на напречно увличане; D - фактор на пиковата стойност; C - фактор определящ формата на кривата; B - фактор на еластичност на кривата; E - фактор на радиуса на кривина около пиковата точка; S_h - хоризонталното изместване на кривата; S_v - вертикалното изместване на кривата.

По принцип Magic Formula създава крива, която минава през началото на координатната система $x - y$, достига максимална точка и след това клони към хоризонтална асимптота (фиг.1).

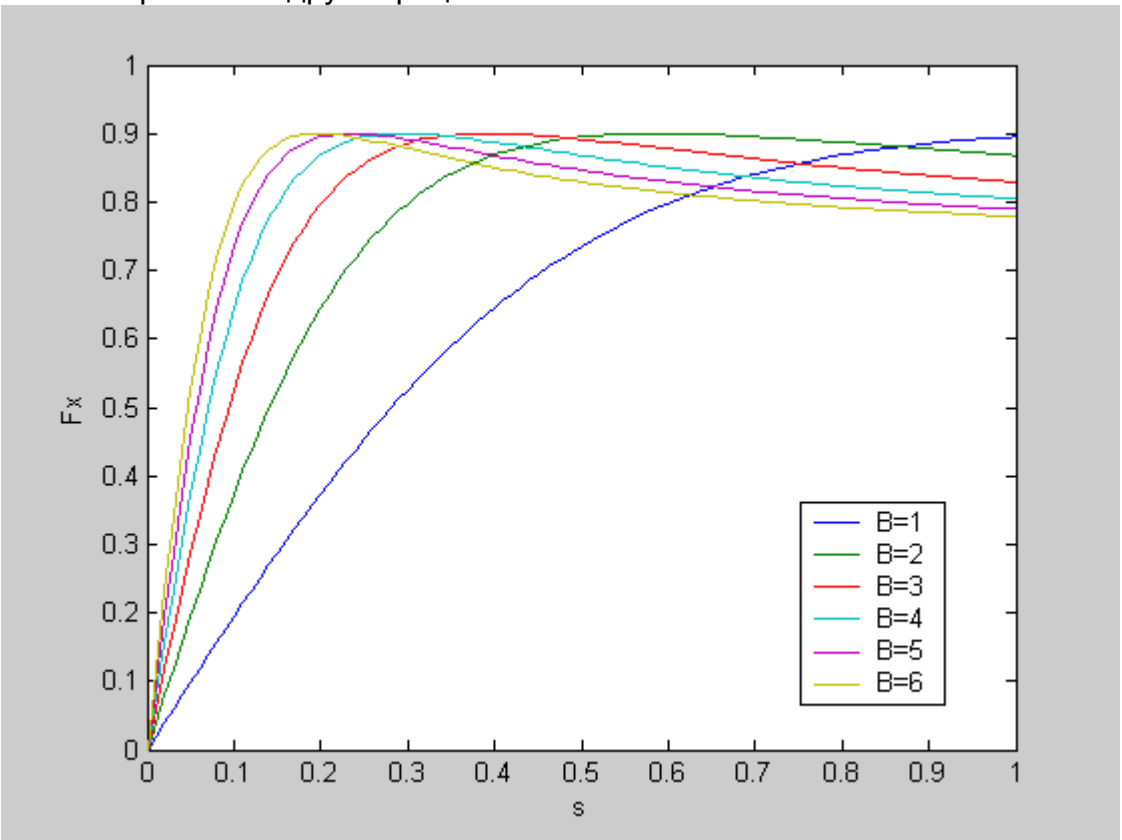


Фиг.1. Форма и значение на някои от параметрите на Magic Formula

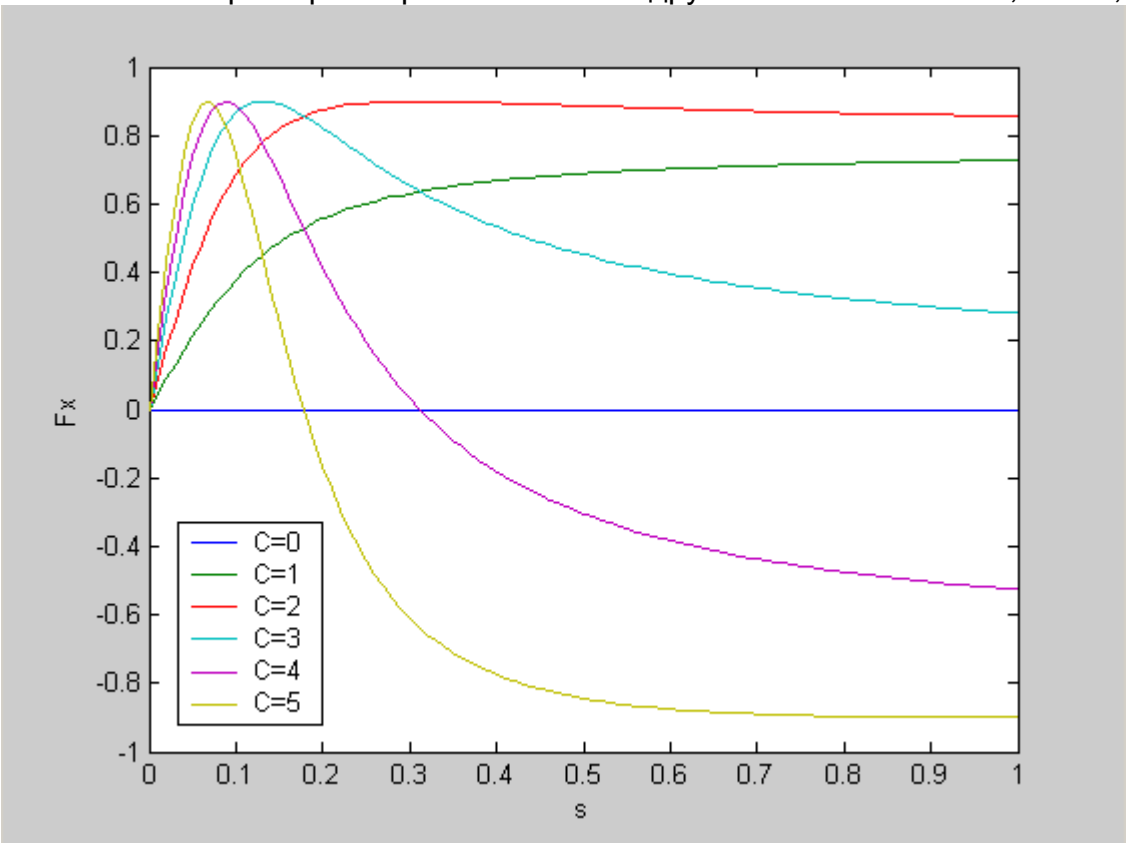
За определени стойностите на факторите B, C, D и E кривата е с несиметрична форма в сравнение с оригинала. За да се реализира асиметричността на кривата в новата координатна система X-Y , в тези случаи се използват измествания S_h и S_v (фиг.1). Чрез формулата могат да се получат зависимости, които по-точно описват измерените данни за напречната сила F_y, за възстановяващия момент M_z, и за силата F_x (движеща или спирачна сила) във функция от ъгъла на напречно увличане δ или надлъжно преплъзване s, при определено натоварване F_z и страничен наклон на колелото α. Значението на факторите, участващи във формула (1) може да бъде видяно също на фиг.1. Ролята на фактор D е да определя пиковата стойност на кривата. Произведението BCD дава наклона на кривата, при нулев ъгъл на напречно увличане. BCD се нарича ъглова коравина на гумата и основно се използва в линейното моделиране. Факторът C е формен фактор (определя формата на кривата) – контролира ограниченията на аргумента на синусовата функция с цел определяне формата на кривата. След като факторът B контролира полегатостта на оригиналната кривата, той се нарича още фактор на коравината. Факторът E контролира кривината около пиковата точка на крива. S_v и S_h са вертикален и хоризонтален фактори на изместване на кривата. Стойностите на тези два фактора зависят от вертикалното натоварване и страничния наклон на колелото.

На фиг. 2…5 е илюстрирано влиянието на всеки от факторите B,C,D и E върху вида на кривата [3]. Резултатите са получени чрез програма в среда MATLAB. На фигурите са дадени и стойностите на другите фактори, при които са строени кривите. Всички криви са построени при една и съща стойност на фактора D, определящ максималната стойност

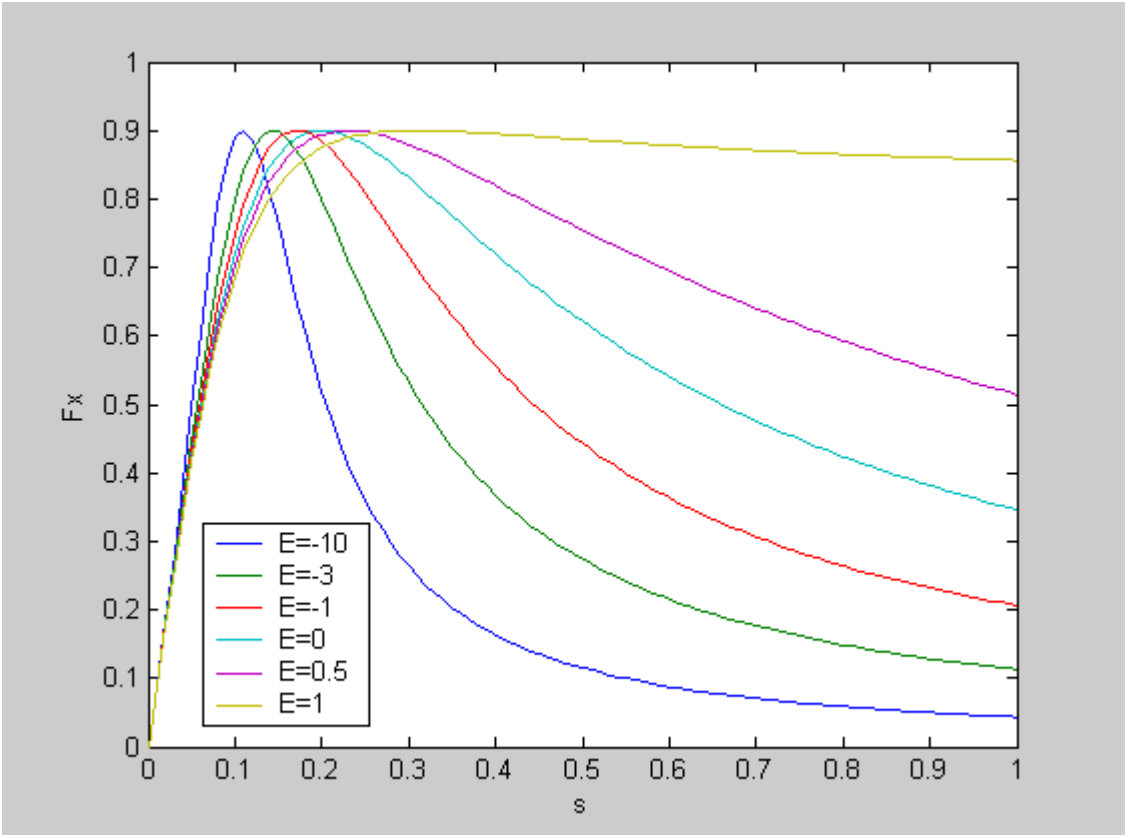
(амплитудата). Вижда се, че Magic Formula може да се използва не само за описване на поведението на гумата, но и за други случаи и процеси, дори и много сложни зависимости (фиг.5). Например може да се описва зависимостта на к.п.д. на трансмисията от натоварването и различни други процеси.



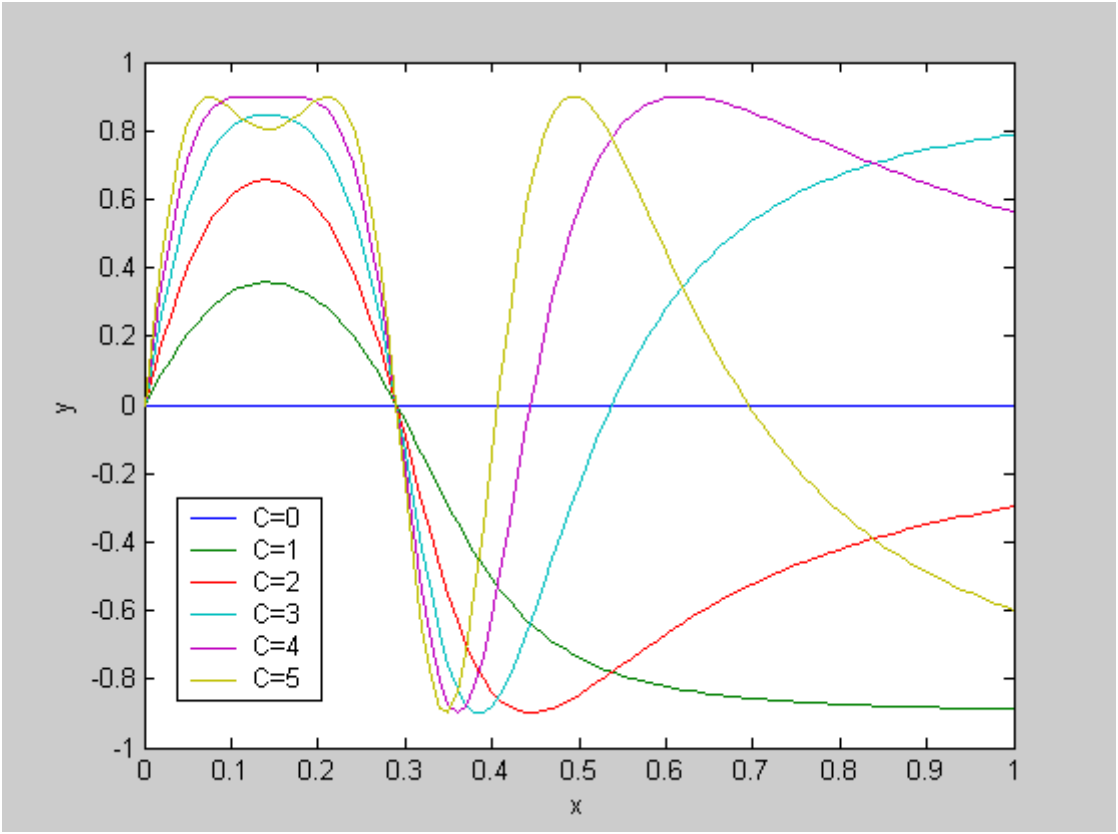
Фиг.2. Влияние на фактора B при стойности на другите величини D=0.9; C=2.2; E=1



Фиг.3. Влияние на фактора C при стойности на другите величини D=0.9;B=5;E=1



Фиг.4. Влияние на фактора E при стойности на другите величини D=0.9;B=5;C=2



Фиг.5. Сложни криви, получени при стойности на другите величини D=0.9;B=3;E=5

Влиянието на вертикалното натоварване върху параметрите на Magic Formula (1) се описва при някои допускания. Влиянието на ъгъла на отклонение на гумата върху ъгловите характеристики се пренебрегва, тъй като характеристиките на изследваната гума се измерват при нулев ъгъл на отклонение. Хоризонталната и вертикалната променливи също се пренебрегват, понеже в комплекса от измервания се приемат за асиметрични. Така, зависимостите на параметрите на Magic Formula от вертикалното натоварване може да бъдат изразени като [7]:

$$BCD_y = a_3 \sin\left(2\arctan\left(\frac{F_z}{a_4}\right)\right) \quad (2)$$

$$D_y = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \quad (3)$$

$$E_y = a_6 F_z a_7 \quad (4)$$

$$C_y = a_5 \quad (5)$$

Параметърът-вектор, съдържащ седем коефициента $a_i (i = 1 \div 7)$, трябва да бъде определен въз основа на специални експерименти, така че сумарната квадратична грешка да е минимална. Изискванията при измерване за определяне a_i и параметрите на Magic Formula при ситуация на чисто завиване (без приплъзване), са изяснени от Oosten и Makita [6]. Те са следните:

- минималният брой на вертикалните натоварвания е три и натоварванията трябва да са така подбрани, че да се достигне максималната ъглова коравина на гумата;
- ако форменият фактор C не е фиксиран, върховата точка (пика) на всяка една крива при чистото напречно увличане трябва да бъде обвита;
- чистите ъглови характеристики трябва да бъдат измервани при поне три ъгъла на отклоняване на колелото (включително и при нулев ъгъл).

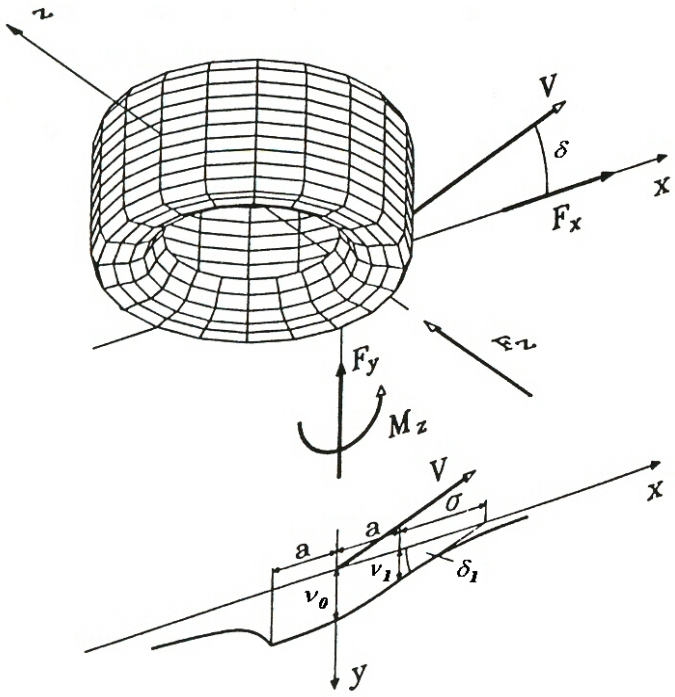
Тъй като повечето от факторите в уравнение (1) са физически величини, може да се постигне достатъчно точно първоначално предположение [7, 10].

През 1993 Michelin представя изцяло емпиричен метод, използвайки функции, базирани на Magic Formula, за описване на възникващата хоризонтална сила при ситуация на комбинирано приплъзване [8, 9]. Подходът е възприет от DVR (the Delft Vehicle Dynamics Research).

2.2. Модел на опънатите струни

Първите варианти на модела „опънати струни“ се появяват още в средата на двадесети век и са развивани през годините от учени като Von Schlippe and Dietrich през 40-те, Segel (1966), Sharp и Jones (1980) и др. [7]. В основата на този модел е отчитането на нелинейната зависимост напречна сила-увличане. За получаване на уравнението на еластичната линия на средното сечение на гумата, при движение с напречно увличане, се заменя каркаса на гумата с опъната еластична струна.

Pacejka през 1992г. разширява Magic Formula за да може да се предсказва поведението на гумата при движение по неравно пътно покритие с напречно увличане [7, 8]. За представяне нестационарното поведение на гумата е включен моделът на опънатите струни с каучукова нишка. Стойностите на напречната сила и напречната деформация на гумата могат да бъдат апроксимирани от модела показан на фиг.6. Динамиката на напречното поведение на гумата е описана чрез еластичността на водещия ръб на каркаса на гумата. Този усъвършенстван модел е използван за моделиране на поведението на гумата при променливо натоварване и е показал добро съвпадение с опитните данни [7, 8].



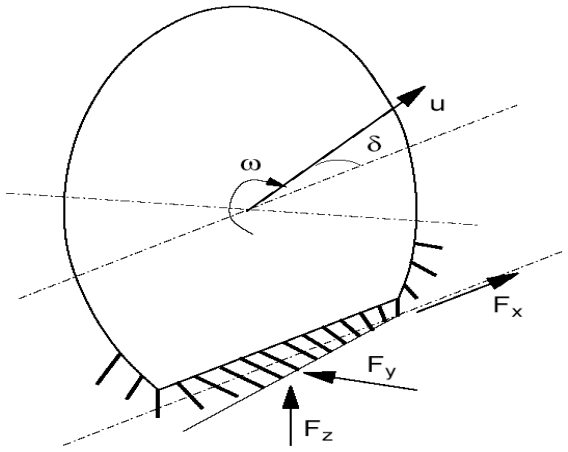
Фиг.6. Модел на опънатите струни

2.3. Модел “Четка”

Друг известен модел за взаимодействието между пневматичната гума и опорната повърхност е моделът тип “четка” [7, 11]. При него се отчита еластичността на протектора, който заедно с елементите от шарката се представя като четка.

Моделът четка се състои от ред еластични влакна, чиито краища допират равнината на пътя и могат да се отклоняват (деформират) относно балона на гумата в посока паралелна на пътното покритие (фиг.7). Тези влакна са наречени протекторни елементи. Свойството им да се отклоняват съответства на еластичността на комбинацията от основа на гумата, пояс (бандаж) и шарка на протектора на дадената гума. Приема се, че при въртенето на гумата първият елемент от протектора влизащ в контактната зона с пътя е перпендикулярен на пътното покритие. Когато гумата се върти свободно (т.е. когато не действа задвижващ или спирачен момент) и без напречно увличане, наклон на колелото или завой на пътя, протекторните елементи остават вертикални, не се създава хоризонтално деформация и съответно не се генерира напречна сила в опорната повърхност. Наличието на известно съпротивление при търкаляне се пренебрегва, тъй като стойността му е малка. Когато се появи ъгъл между директрисата на вектора скорост V на колелото и равнината на търкаляне на колелото възниква напречно увличане. В случай, че произведението от ъгловата скорост на колелото ω и кинематичния радиус на колелото не е равно на надлъжната съставляваща на вектора на скоростта, възниква надлъжно преплъзване. Под действие на съответни сили и моменти за конкретните условия на движение възникват хоризонтални деформации на елементите от протектора (фиг.7). Те се преместват в посока на резултантната сила в равнината на пътя.

Протекторните елементи няма да преплъзват докато не се изчерпи сцеплението с пътя. Същевременно с това основната точка на протекторния елемент остава в равнината на колелото и се премества назад с линейна скорост на търкаляне спрямо контактната зона С. Спрямо пътя централната точка на протекторния елемент се премества със скорост, която е обозначена, като скорост на преплъзване на колелото.



Фиг.7. Модел на пневматичната гума тип

Напречната деформация се увеличава докато протекторният елемент се измества назад в зоната на контактното петно. Резултантните деформации на елементите се изменят линейно в зависимост от разстоянието до предния край на контактното петно и краищата им формират права контактна линия, която е успоредна на вектора на скоростта на колелото.

Максималната възможна деформация, която може да се достигне от всеки един протекторен елемент зависи от положението му в контактната зона.

Максимумът се обуславя от коефициента на триене μ, разпределението на вертикалните сили и от коравината на протекторния елемент. Разпределението на вертикалните сили и максималната възможна деформация е прието че се изменят параболично. В момента, в който правата контактна линия пресече параболата започва преплъзването (фиг.9). При реализиране на максималната възможна деформация на протекторните елементи контактната линия съвпада с параболата.

При увеличаване ъгъла на преплъзване напречната сила, която се генерира също нараства. Разстоянието от центъра на контактното петно до приложната точка на равнодействащата е рамото. Възстановяващият момент възниква в резултат на несиметричната форма на разпределението на напречните сили и деформация на елементите на протектора, и се получава като умножим напречната сила по рамото. При нарастването на преплъзването формата на деформацията става по-симетрична и в резултат на това рамото намалява. Когато векторът на скоростта на колелото стане успореден на тангентата към параболата в най-предната точка (напречното увличане достига граничната стойност) възниква пълно преплъзване. Формата на разпределението на деформацията на елементите на протектора става изцяло симетрична. Напречната сила достига своя максимум, започва да действа в средата на контактното петно и възстановяващия момент изчезва. Тази ситуация остава непроменена при по-нататъшно увеличаване на ъгъла на преплъзване.

При модела „четка“ надлъжната F_x, напречната реакция F_y и възстановяващият момент M_z се определят със зависимостите [11]

$$F_x = \iint_A \sigma_x dA; \tag{6}$$

$$F_y = \iint_A \sigma_y dA; \tag{7}$$

$$M_z = \iint_A \left(x\sigma_x - y\sigma_y \right) dA, \tag{8}$$

където σ_x и σ_y са напреженията в контактното петно; A – площта на контактното петно; x, y – разстоянията от приложните точки на равнодействащите до център на контактното петно.

Напреженията се изчисляват със следните зависимости и се проверява дали не превишават границата по сцепление (11)

$$\sigma_x = K_x q_x ; \quad (9)$$

$$\sigma_y = K_y q_y ; \quad (10)$$

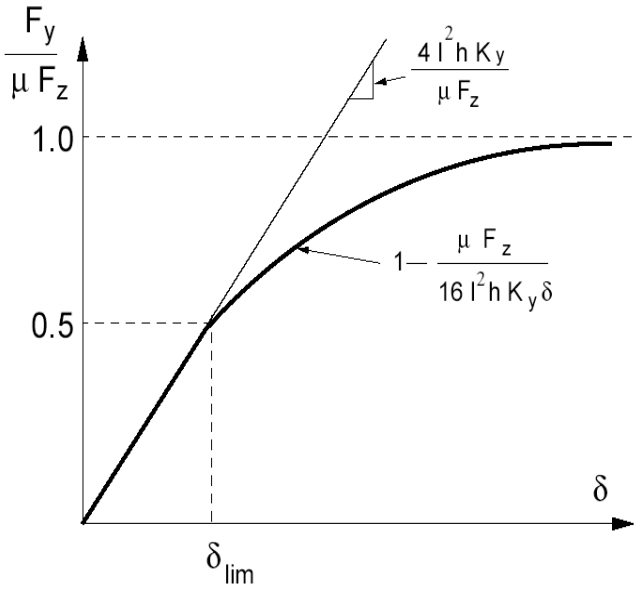
$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \le \mu\, p ; \quad (11)$$

$$p = \frac{F_z}{4lh}, \quad (12)$$

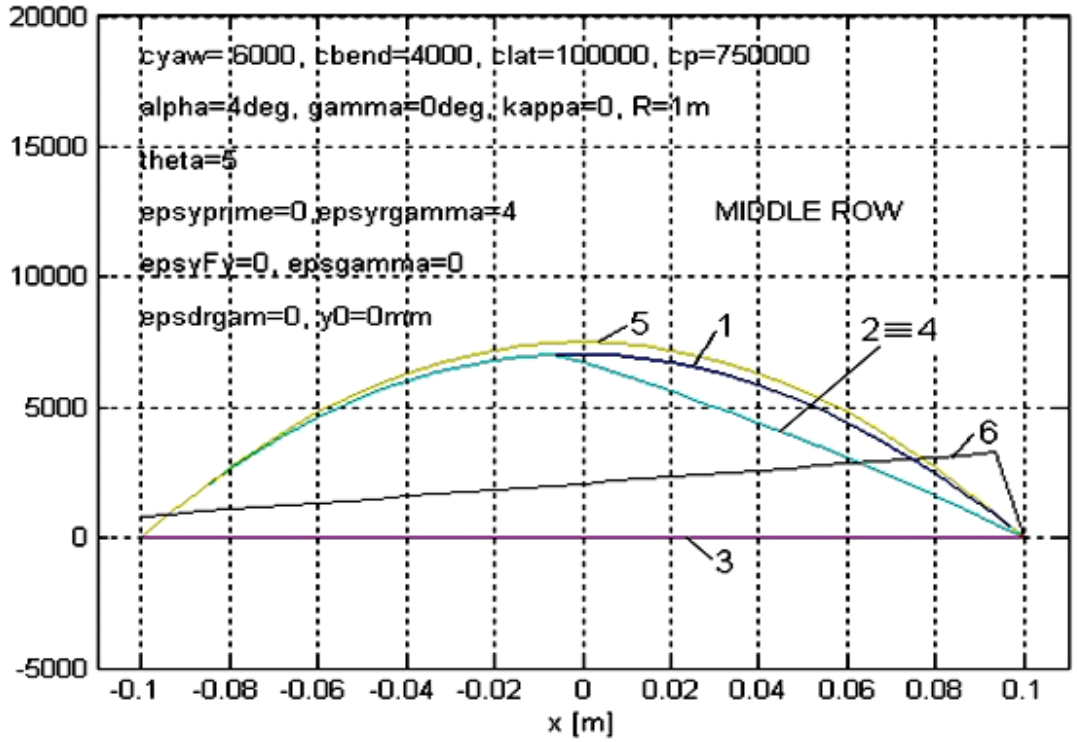
където q_x и q_y са интензитетите на разпределеното натоварване в двете направления; K_x, K_y – коефициенти, отчитащи еластичността на протектора; $2l$ и h – характерни размери за закона на разпределение на натоварването; F_z – вертикалното натоварване на колелото; μ – коефициентът на сцепление.

При търкаляне на колело разтоварено от надлъжни сили, с малки ъгли на увличане $\delta < \delta_{\lim}$ и при търкаляне на колело разтоварено от надлъжни сили, с големи ъгли на увличане $\delta > \delta_{\lim}$, разпределението на напреженията е различно. Връзката между напречното увличане и силата в единият случай е линейна , а в другия е нелинейна и се изчислява по съответни зависимости.

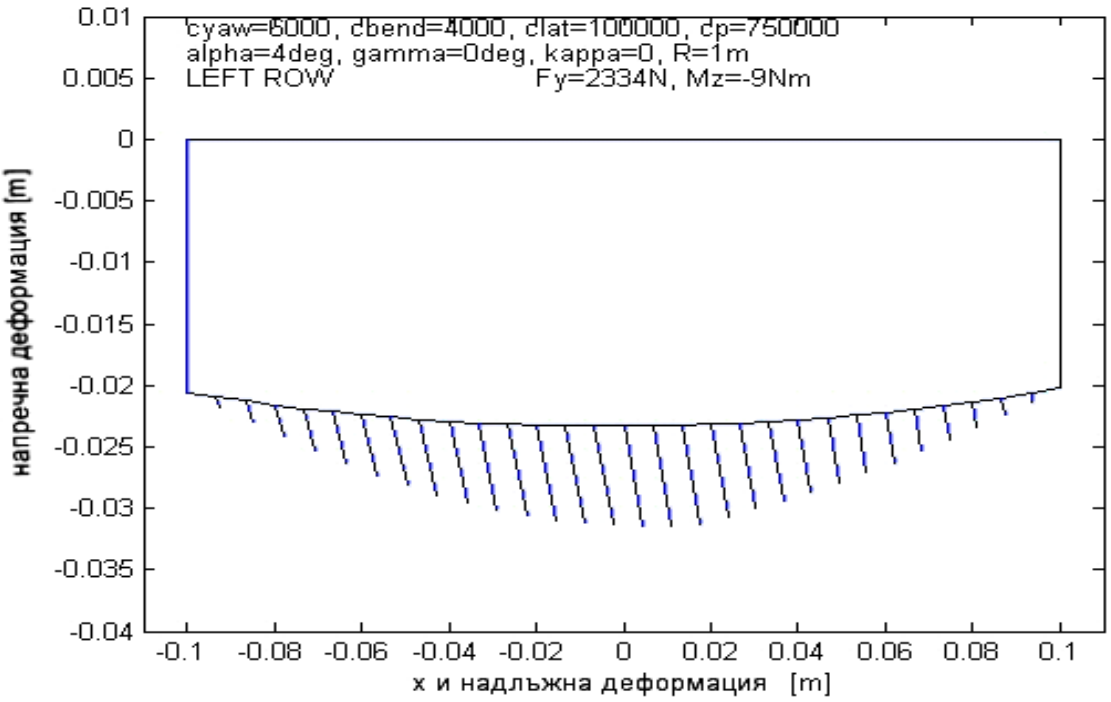
Цялостното описване на зависимостта напречна сила – увличане с модела “четка” е илюстрирано на фиг.8. Вижда се, че до съотношение напречна сила / сила на сцепление $\frac{F_y}{\mu F_z} = 0{,}5$ зависимостта е линеина , а след това става нелинейна.



Фиг.8. Описване на зависимостта напречна сила – увличане с модела “четка”



Фиг.9. Разпределение по средната пътечка на силите на сцепление (1), резултантните сили в равнината на контактното петно (2), надлъжните реакции (3), напречните реакции (4), нормалните реакции (5) и скоростта на преплъзване (6) по дължина на контактното петно x



Фиг.10. Разпределение по лявата пътечка на напречната деформация на профила и протектора на гумата по дължината на контактното петно x

По зависимостите, описващи модела [7], е адаптирана компютърна програма [1]. С нейна помощ са получени резултати за силите и деформациите на елементите на

протектора на гума за лек автомобил. Изследваната гума е с радиус 0,3 m, радиус на кривина на протектора (напречно) 1 m ,а нормално натоварване е 3000 N. Скоростта на движение е 30 m/s, а ъгълът на напречно увличане е 4°. Протекторът е разделен на 3 надлъжни пътечки и представен по дължина като 30 протекторни елементи.

Част от резултатите, илюстриращи влиянието на отделни входни величини са показани на фиг. 9 и 10. Величините на графиката са дадени в оригиналния си вид, както се дават от програмата. Вижда се от фиг.9, че за конкретния случай напречните сили (крива 2) достигат ограничението по сцепление (крива 1) почти в средата на контактното петно, и преплъзването обхваща по дължина приблизително половината от контактното петно.

На фиг.10 е показана деформацията по външната пътечка (лявата) на елементите на протектора. Тъй като движението е с увличане, резултатите показват, че елементите от крайните пътечки търпят както надлъжна, така и напречна деформация, и то в различни посоки. Наклона на влакната от четката показва посоката на деформация на елементите.

2.4. Невронна мрежа (Artificial Neural Network - ANN)

Литературен преглед на съществуващи и възможни приложения на невронните мрежи към автомобилните системи е проведен в [5]. Независимо от голямото количество литература по отношение на използването на невронни мрежи, отзивите за приложение в автомобилите са малко. Има нови разработки в областта на невронните мрежи, които могат да осигурят алтернативни подходи за моделиране динамиката на машината, и подходът с използване на невронни мрежи може да бъде частично полезен в такива нелинейни области, където машината достига границите на характеристиките си. Проблемът е разгледан в редица публикации [2, 8, 9].

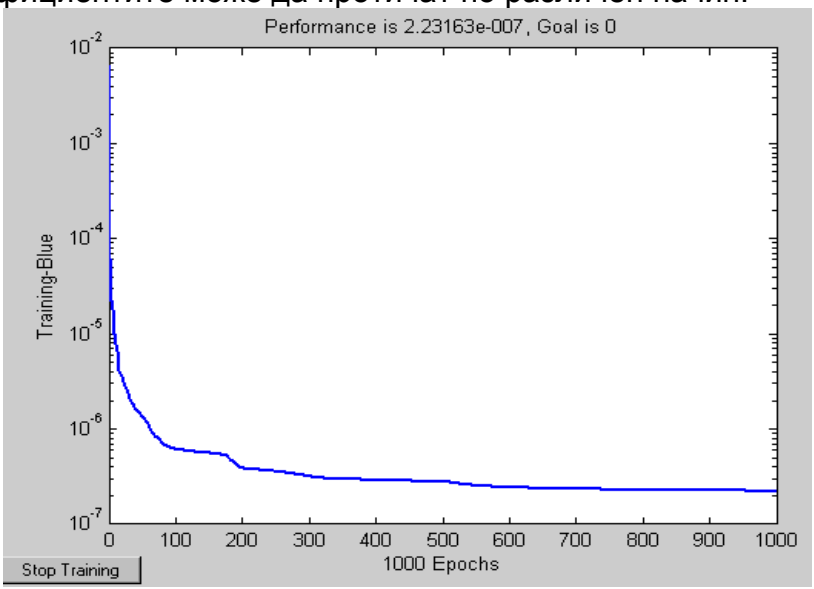
Невронната мрежа изгражда нелинейна връзка между входните и изходните параметри на гумата, като при създаването ѝ се използва основно обучаващо правило. Невронната мрежа съдържа определен брой слоеве неврони, като всеки един от тях има свободни параметри, чиито крайни стойности се определят по време на процеса на самообучаване на системата. Ако мрежата по време на обучението е отчела определено представително (достатъчно) количество от данни, трябва да е способна да предскаже изходните характеристики на гумата за дадени непознати входни данни.

Невронната мрежа е предназначена да създаде връзка между привидно статичните входни и изходни данни, т.е. тя не отчита динамиката в системата на гумата. Поради тази причина е избрано по-горе споменатото обучаващо правило, защото то изглежда подходящо за решаване на задачата. Обратна връзка на самообучаващите правила се използва за изравняване на гъстотата и предположенията на невронната мрежа с цел минимизиране на сумарната квадратична грешка между изходните величини на мрежата и измерените данни.

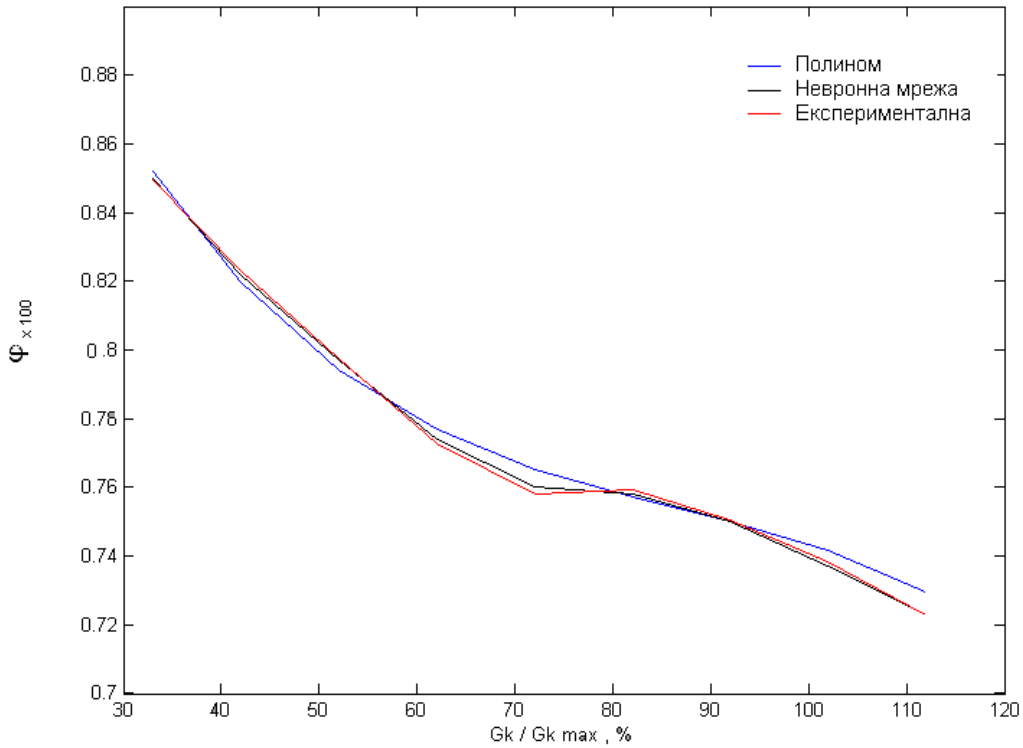
Обучаващите правила на обратната връзка в мрежата се базират на непрекъснатата промяна на предположенията и плътността (гъстотата) на мрежата в посока на най-стръмното понижение с цел да се получи най-малка грешка. Ако обучаващата извадка е много голяма, мрежата може да стане нестабилна, а при твърде малка - продължителността на опита ще бъде изключително дълга. Адаптивната степен на обучение позволява на мрежата да избира винаги най-добрата достъпна степен на обучение, така че продължителността на опита да се ускори.

Един пример за използване на невронна мрежа [2] за предсказване на характеристики на пневматични гуми е илюстриран на фиг.11 и 12. За входни данни на мрежата са използвани стойностите на коефициентите на сцепление при 100% преплъзване в надлъжно и напречно направление, при различно налягане на въздуха в гумите и различно вертикално натоварване, без наличие на страничен наклон. На входа на ANN експерименталните данни за коефициентите на сцепление са въведени във

функция на относителното вертикално натоварване G_K / G_Kmax , като отделна крива за всяка стойност на налягането на въздуха в гумата *p*. На фиг.11 е показано изменението на средноквадратичната грешка при обучение на невронната мрежа за гума Belshina 175/70R13 82H. Получените резултати след обучението ясно показват, че чрез невронна мрежа може да се определят бързо, лесно и с висока точност коефициентите на сцепление в надлъжно φ_{X100} и напречно направление φ_{Y100}, независимо, че кривите на изменение на коефициентите може да протичат по различен начин.



Фиг.11. Изменение на средноквадратичната грешка при обучение на невронната мрежа за гума Belshina 175/70R13 82H



Фиг. 12. Сравнение между експерименталните, определените чрез невронната мрежа и определените чрез полином стойности на коефициента на сцепление в надлъжно направление при 100% преплъзване за гума Belshina 175/70R13 82H при налягане на въздуха 0,25 MPa

За да се покаже нагледно точността, с която невронната мрежа описва експерименталните данни и способността и да описва по-сложни зависимости като начупени криви или криви с повече локални екстремуми е извършено сравнение с резултатите, които се получават по класическия метод за описване на кривите - с полином от съответната степен, който най-добре описва опитните данни, определен по метода на най-малките квадрати. На фиг.12 са показани и сравнени експерименталните данни (в червено), определените чрез невронна мрежа (в зелено) и апроксимираните чрез полином от трета степен стойности (в синьо) за коефициента на сцепление в надлъжно направление φ_{X100} за гумата Belshina 175/70 R13 82H при налягане на въздуха 0,25 MPa. Очевидно е, че невронната мрежа много по-точно описва експерименталните данни и много по-точно следва характера на изменението им от вертикалното натоварване G_K.

Невронните мрежи биха могли да се използват за определяне и на други показатели на взаимодействието на гумата с пътя, дори и при много сложен характер на изменение на величините, но изискват значителен брой експериментални входни данни.

Подходът с невронни мрежи може добре да изпълнява моделирането на гумата и може да включва по-сложни връзки отколкото биха се постигнали с конвенционални модели. Няма теоретични ограничения за броя на връзките, които се моделират. Kageyama [9] например прилага невронна мрежа за да оцени влиянието на промяната на натоварване на всяка от четирите гуми на автомобил при маневри зададени от кормилното управление, съпроводени със спиране. Той е установил, че невронните мрежи може да оценяват степента на натоварване на гумата практически в реално време.

3. Сравнение между различни типове модели на пневматични гуми

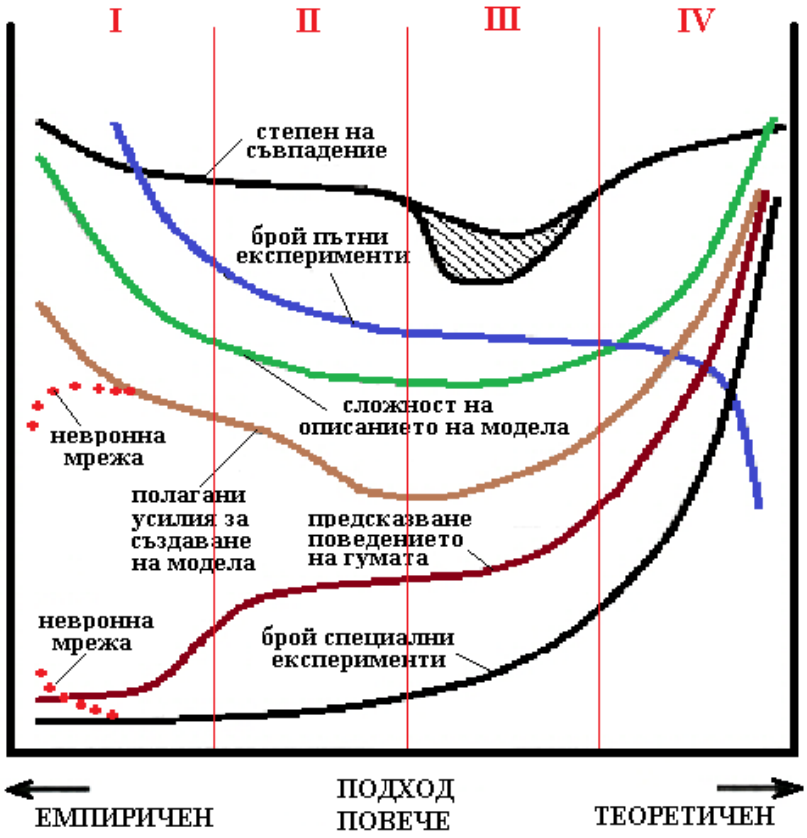
Изследванията на водещи експерти в тази област са разгледани в [7, 8]. Взети са под внимание всички аспекти на моделирането на гумата. Значителни изследвания са извършени в областта на моделиране на гумите използвайки приближения от чисто теоретично моделиране до напълно емпирични формули, съответстващи на измерените данни. Всеки от тях има своите предимства и недостатъци.

При използването на теоретичните методи е необходимо да се разполага с голям брой емпирични коефициенти и зависимости [4, 8], но и те не могат да гарантират голяма точност на резултатите от изчисленията. От тази гледна точка експерименталните методи са по-предпочитани, макар да изискват използването на сложни изпитателни уредби, строга възпроизводимост на експеримента по стабилност на пътните и метеорологични условия. Освен това, експериментално определяне на характеристиките на гумите е възможно както чрез стендове, така и в пътни условия, като резултатите получени от стендовите изследвания могат да имат значителни отклонения от характеристиките получени при пътните изпитания.

При лабораторните изпитания, за да се възпроизведат всички експлоатационни условия, при които работят автомобилните гуми (различни пътни покрития, натоварване на гумите, налягане на въздуха в гумите, скорост на търкаляне на колелата и т.н.) опитните уредби са с много сложна конструкция.

Pacejka [7, 8] е обобщил опита при разработването на различни модели на гуми чрез нагледна сравнителна диаграма (фиг.13). В полето между чисто емпиричния и чисто теоретичния подход може да се очертаят четири зони, отбелязани с римски цифри. В първата зона се отнасят методи ползващи данни от пътни експерименти и обработване чрез регресионни техники (например регресионни модели и невронни мрежи). Към втората зона се отнасят методи базирани на теорията на подобието (например модела Magic Formula). Третата зона включва прости механични модели даващи приближения до реалните резултати (например моделът „четка“ и „опънати струни“). Методите от

четвъртата зона включват детайлно описване на гумата, компютърни симулации и решения с крайни елементи (нестационарни модели на базата на „опънати струни“).



Фиг.13. Сравнение между различните типове модели за поведението на пневматичната гума: I - регресионни; II – използващи теорията на подобието; III – прости физични модели; IV – сложни физични модели

От диаграмата се вижда, че подходът с невронна мрежа клони към чисто емпиричен. Сравнен с алтернативни емпирични подходи невронната мрежа се нуждае от малко по-голям брой проведени експерименти, но положените усилия за създаването на модела са по-малки. Сравнен с емпиричния подход, теоретичният се нуждае от по-малък брой пътни експерименти и предсказва поведението на гумата по-точно. Сложността и при двата подхода е еднаква, но теоретичният подход налага провеждането на значителен брой специални експерименти. Степента на съвпадение на резултатите при всички подходи е почти еднаква, като най-ниска е при използване на чисто експерименталния подход. Сложността на описание на модела и усилията полагани за неговото създаване намаляват с използване на полуемпирични и теоретико-експериментални подходи.

В [9] е изследвано приложението на невронните мрежи за моделиране на ъгловите характеристики на гумата, от които е развита т.н. “невро-гума” (Neuro-tyre). Невронната мрежа е приложена за създаване на нелинейни зависимости между динамичните, както и установени входящи и изходящи характеристики на гумата, отличаващи се с динамичните ъглови характеристики на гума, движеща се по неравна повърхност. Сумарните напречни сили са сравнени с тези получени от разширената версия на Magic Formula. Поведението на тази динамична “Невро-гума” е изследвано също и чрез вграждането ѝ в модела за компютърно симулиране на автомобил подложен на маневра, преминавайки по неравна

пътна повърхност. Резултатите показват, че невронната мрежа може да се използва за създаване на динамични модели на гумата с точност и висока изчислителна ефективност, което предвижда тяхното използване за динамично моделиране на автомобила.

Изследвани са възможностите и ограниченията на невронната мрежа при сравняване на гуми, доказани са предимства, които може да се постигнат в сравнение с Magic Formula на Pacejka [9]. Двата метода на моделиране са сравнени в няколко насоки: от гледна точка на точността, загубата на време при изследването и обхвата на моделиране. Сравнени са възможностите за моделиране чрез двата метода, основани единствено на данните за получени странични сили на гумите и е изпитано приложението на невро-мрежа при спиране и завой, приложени са двата метода, като за пример е взето просто нелинейно симулиране на динамиката на автомобила.

Резултатите от проведеното изследване показват, че невронната мрежа работи добре при моделирането на гума и е способна да обедини в едно по-сложни връзки, отколкото конвенционалните модели. Теоретически няма ограничения на броя на параметрите, които могат да бъдат моделирани. Възможно е да се изследва поведението на гумите и при комбинирано действие на надлъжна и напречна сили. Въпреки, че тази симулация може да бъде решена с използването на разширената Magic Formula, невронната мрежа може да бъде по-лесен начин за моделиране на такива по-сложни връзки.

Преимуществата на невронните мрежи в сравнение с Magic Formula са: невронната мрежа е в състояние да отчита всяка сложна зависимост между входящите и изходящите данни при различни условия на работа на гумата, докато Magic Formula само предвижда характеристиката на гумата при определени условия включени в модела: ефектът от не моделирани фактори, като например вътрешното налягане на гумата не може да се отчита от Magic Formula. Основната разлика между двата подхода е, че Magic Formula е била развита да съдържа информация за физическите свойства на гумата, чрез възможността ѝ да моделира ефекти от няколко параметъра или с други думи условията и коефициентите на формулата имат физичен смисъл. Невронната мрежа няма предопределена универсална функция. Като такава нейната вътрешна структура се развива по време на процеса на самообучение, което означава, че мрежата се опитва да “имитира” нелинейните физични отношения между входящите и изходящите количествени показатели.

При едни и същи условия времето за изследване е по–малко при невронната мрежа от това, което се изисква от Magic Formula. Горното е една от положителните страни на използването на данни, получени непосредствено от натурните образци на пневматичните колела при разработване на моделите на самоходните машини. Друго предимство на невронната мрежа е, че се използва относително лесно, защото съдържа относително нисък брой параметри.

Моделът тип „четка“ може и да не дава добри резултати според някои автори[7, 9], но той има едно безспорно предимство – пресъздава по разбираем и прост начин, визуално каква е деформацията и къде има преплъзване в контактното петно. Той е един от най-използваните модели за пневматичните гуми. Ако се търси изследване на поведението на елементите от протектора, намиращи се в контактното петно, този модел е подходящ за целта. Моделът Magic Formula не дава тази възможност. Макар и отричан от някои, този модел е широко използван на практика, защото е по средата между емпиричния и теоретичния подход, с всичките последици от това [7].

4. Заключение

В резултат на направения преглед на съвременните модели за взаимодействието на пневматичната гума с опорната повърхност може да се направи следното обобщение. Двата най-използвани и пълни теоретични модели са Magic Formula и “четка”. Те изискват

множество парметри, получавани сравнително трудно чрез специални експерименти. Все повече се използва моделиране поведението на гумата с невронни мрежи, което е сравнително по-малко трудоемко и достатъчно точно.

5. Благодарности

Авторът изказва своята благодарност на ФНИ на Русенския университет “Ангел Кънчев” , проект 2016-ФТ-01 за оказаната финансова помощ.

Литература

1. Valev R., Ivanov R., Rousev R. Application of “brush” model for describe of pneumatic tire behavior. Varna, Proceedings of IS Conference “Transport, Ecology – Sustainable Development”, 2006.

2. Ivanov R., Ivanova D., Rousev R. Application of Artificial Neural Networks for estimation the grip coefficients of the pneumatic tire. Plovdiv, Proceedings of IS Conference trans&MOTAUTO’04, 2004, pp.22-26.

3. Ivanov R., Rousev R., Ivanova D. Application of Magic formula for estimation the vehicle characteristics. Ruse, Proceedings of SC of University of Ruse, 2008, vol. 47, issue 4, ISSN 1311-3321, pp. 95-100.

4. Hachaturov A. etc. Dynamics of system road-vehicle- driver. Moscow, Machinostroenie, 1976, 535p.

5. El-Gindy M., Palkovics, L. *Possible application of artificial neural networks to vehicle dynamics and control.* Int. J of Vehicle Design, vol.14, nos. 5/6, pp. 592-614, 1993

6. Oosten J.J.M., E. Bakker. *Determination of Magic Tyre model parameters*. Proc. 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, Oct. 21-22, pp. 19-29, The Netherlands, 1991.

7. Pacejka H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. *Second edition*. Butterworth-Heinemann, 2006, 657p., ISBN-10: 0-7506-6918-7.

8. Palkovics L., M. El-Gindy, H.B. Pacejka. *Modeling of the cornering characteristics of tyres on an uneven road surface: a dynamic version of the “Neuro-Tyre”*. Int. J. of Vehicle Design, vol.15, nos. 1/2, pp.189-215, 1994.

9. Palkovics L., M. El-Gindy. *Neural network representation of tyre characteristics: the Neuro-Tyre*. Int. J. of Vehicle Desing, vol.14, nos. 5/6, pp.563-591, 1993.

10. Pacejka H.B., E. Bakker. *The Magic Formula tyre model*. Proceedings of 1st Colloquium on Tyre Models for Vehicle Analysis, Delft 1991, ed. H.B.Pacejka, Suppl. Vehicle System Dynamics, 21, 1993.

11. Popov. A.,J. Meijaard, S. Rowell. *The Dynamics of Motorcycles*. Project presentation, Rousse, September 2004.

За контакти: prof. Rosen Ivanov, University of Ruse, Department Engines and Vehicles, Ruse, 8 Studentska str. 7017 Bulgaria, e-mail: rossen@uni-ruse.bg

ПОСТРОЯВАНЕ НА 3D МОДЕЛИ ПО ДАННИ ОТ ФОТОГРАМЕТРИЧНО ЗАСНЕМАНЕ С ДРОНИ

CONSTRUCTION OF 3D MODELS FROM PHOTOGRAMMETRIC DATA USING DRONES

Plamen Maldzhanski

Abstract: Construction of 3D models from photogrammetric data using drones: Consider the technological sequence of formation of 3D models of objects while recording made with a digital camera, located on the drone, the technological features, the possibilities of application software and fields of areas of applications technology. Described the details the various process steps and work with the system AGISOFT PHOTOSCAN. Filming is realized with the platform Phantom 3. Sequentially formed: point's pattern obtained by detecting identical points in the adjacent images; compressed point's pattern formed by setting the EVO (elements of external orientation) of the camera and textured pattern, giving realistic visualization of the object. Described are methods of storage and visualization of 3D models obtained by the methods of close range photogrammetry and opportunities for their actual shots used in practice.

Keywords: photogrammetric technology, UAVs

ВЪВЕДЕНИЕ

Разглежда се технологичната последователност на формиране на 3D модели на обекти при заснемане, направено с цифрова камера, разположена на дрон, технологичните особености, възможностите на приложния софтуер и сферите на приложения на технологията. Описват се подробно отделните технологини етапи и работата със системата AGISOFT PHOTOSCAN. Заснемането е реализирано с платформата Phantom 3. Последователно са формирани: точков модел, получен чрез откриване на идентични точки в съседни изображения; сгъстен точков модел, формиран чрез определяне на ЕВО (елементи на външно ориентиране) на камерата и текстурен модел, даващ реалистичното визуализиране на обекта. Описани са начините за съхранение и визуализация на 3D модели, получени чрез методите на близкообхватната фотограметрия и възможностите за тяхното реално използване в практиката.

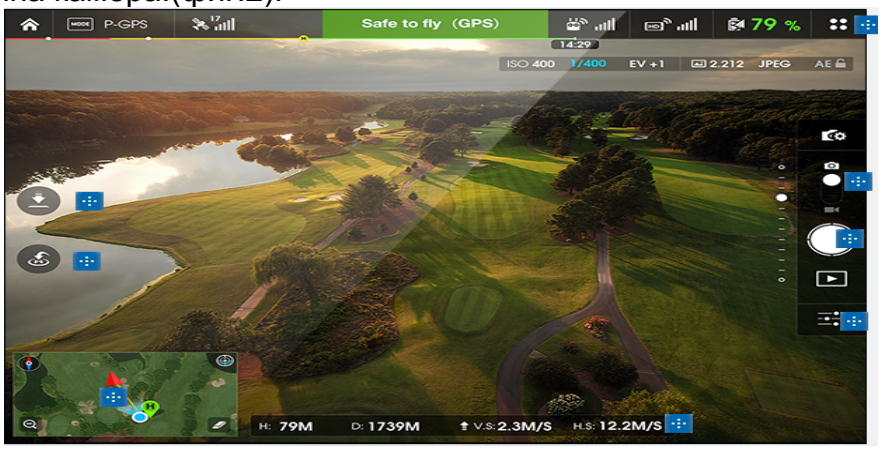
МУЛТИКОПТЕР PHANTOM III

DJI Phantom 3 Professional е дрон, снабден с летяща камера, която заснема 4K видео при скорост до 30 кадъра в секунда и формира 12-мегапикселови снимки. Осигуряването на стабилността на фотоапарата се реализира с 3-осен кардан, позволяващ стабилност при всякакви условия на полет. (фиг.1)



фиг.1

Контролиране на траекторията на полета при Phantom 3 и управление на камерата се осъществява чрез софтуера DJI Pilot, работещ под ОС (операционна система) Andrioid. Контролът позволява да се правят снимки и видео при наклонена и хоризонтална камера.(фиг.2).



фиг.2

Операторът може да контролира застъпването и траекторията на полета, както и да използва ръчен или автоматичен режим на заснемане. В момента на фотографиране се регистрират GPS координатите на проекционния център на камерата. Дронът притежава функция „Go Home” , чрез която може да се връща в изходната позиция от която е бил пуснат. Полезният полет е около 20мин. Продължителността се определя от времето за разреждане на батерията.

.

AGISOFT PHOTOSCAN

Програмата реализира съвременна технология на създаване на висококачествени триизмерни модели, базирани на цифрови фотографии. Agisoft PhotoScan може да се използва, за да се реконструира 3D модел на обекта от снимки, взети от всеки цифров фотоапарат, направени от всеки ъгъл, при условие че всеки елемент на реконструирания се вижда от поне две позиции. Процесът на създаване на триизмерен модел е напълно автоматизиран. В допълнение, Agisoft PhotoScan дава възможност за създаване на модели в определен мащаб. Скалирането се извършва по разстояния. Възможно е изчисляване на площта и обема на даден обект.[5]

ПОСЛЕДОВАТЕЛНОСТ НА ТЕХНОЛОГИЧНИЯ ПРОЦЕС ПРИ AGISOFT PHOTOSCAN

AgiSoft PhotoScan използва текстуриран 3D модел на обекта. Тази цел се постига чрез четири стъпки :

1. Определяне на елементите на вътрешното и външно ориентиране на камерите. На този етап PhotoScan намира общи точки в снимките и определя всички параметри на камерата: позиция, ориентация, вътрешна геометрия (фокусно разстояние, параметри на дисторсията на обектива и т.н.). Резултатите от този етап са рядък облак от точки в 3D модел и данни за състоянието и ориентация на камерата. В PhotoScan този облак се използва в по-късните етапи на обработка и служи само за визуална оценка на качеството на изображенията. Положението и ориентацията на камерите се използва в по-късните етапи на обработка.

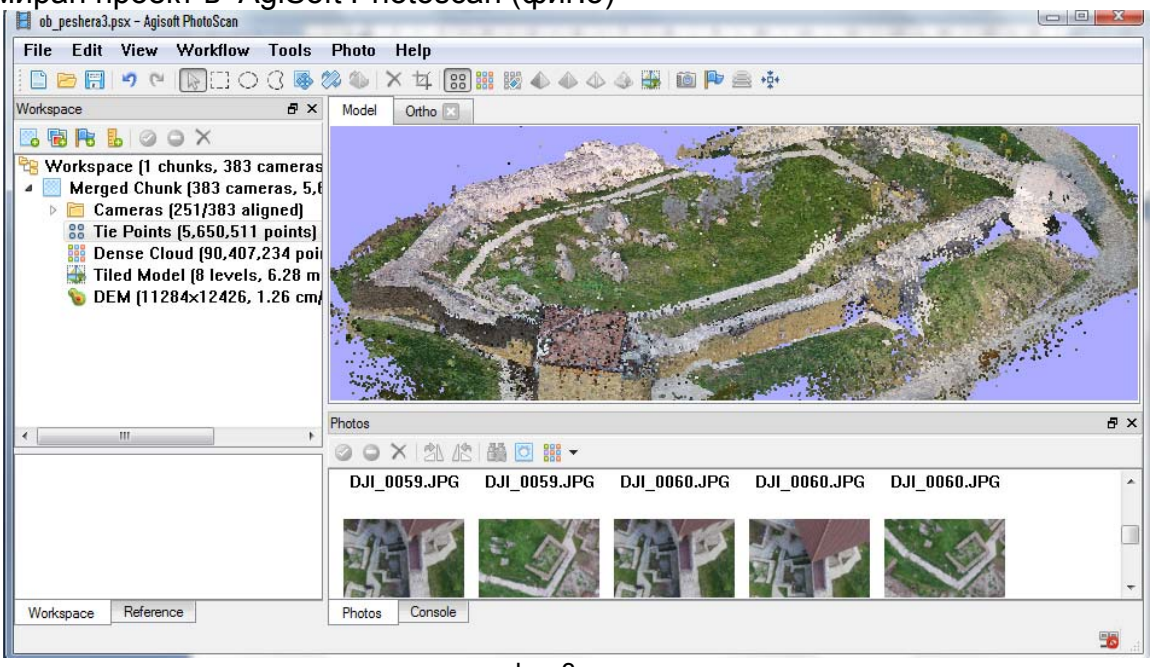
2. Изграждане на облаци от сгъстени точки. Във втората фаза PhotoScan формира плътен облак от точки, базирани на изчислената позиция на камерата и определените ЕВО (елементи на външно ориентиране). Формираният сгъстен облак от точки може да се редактира и класифицира, както и да се използва на следващи етапи от създаване на 3D модели.

3. Изграждане на полигонален модел на обекта е трета фаза от работата с PhotoScan и представлява изграждане на триизмерна многоъгълна мрежа, описваща формата на обекта, въз основа на формираните гъсти облаци от точки. Въз основа само откъслечни облак от точки PhotoScan предлага два основни алгоритмични метода за конструиране на многоъгълни модели: за плоски повърхности (като пейзаж или релеф) и произволно - за всички видове повърхности. След изграждането на модел понякога е необходимо той да бъде редактиран. Предвидени са функции за промени: като оптимизация, отстраняване на изолирани компоненти от модела, запълване дупки и т. н.;

4. Текстуриране на обект. Последният етап включва текстуриране и /или създаване на ортомозайки. PhotoScan предлага няколко метода за построяване.

ПРАКТИЧЕСКИ РЕЗУЛТАТИ ОТ СЪЗДАВАНЕ НА 3D МОДЕЛ ОТ ОБЛИТАНЕ С ДРОН НА „ПЕРИСТЕРА”- ГР. ПЕЩЕРА

От проведеното фотограметрично заснемане с квадракоптера Phantom III е формиран проект в AgiSoft Photoscan (фиг.3)



фиг.3

В проекта са включени 251 изображения. Чрез корелация автоматично е формиран разреден облак от 5650511 точки. Извършено е калибриране на камерата на дрона, като са определени елементите на вътрешното и външно ориентиране, както и систематичните грешки от дисторзията на обектива. Определеното фокусно

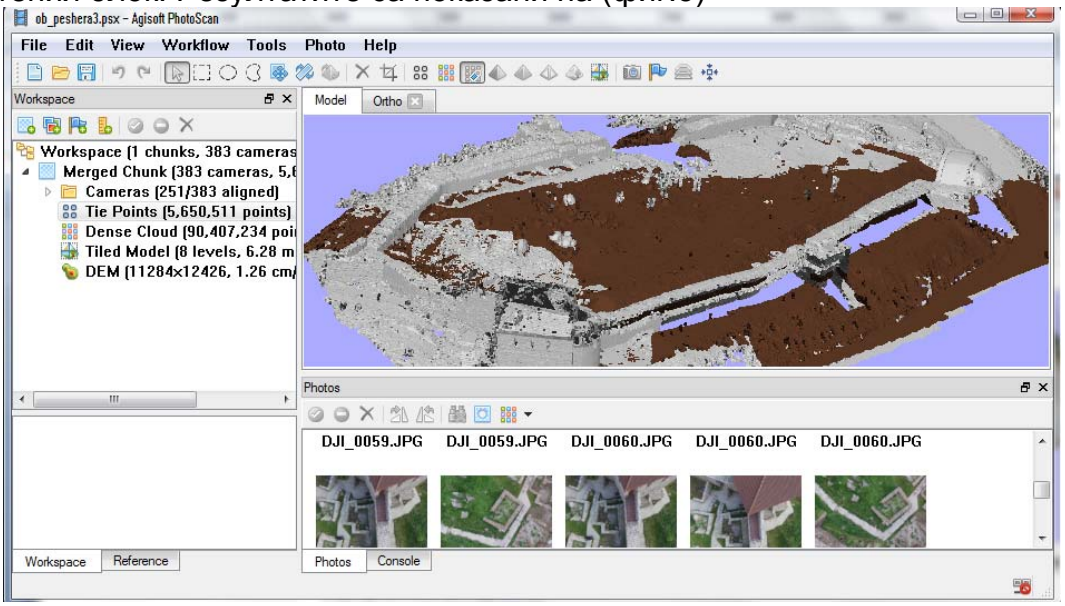
разстояние на камерата е 3.61мм. Чрез реконструкция са генерирани допълнително 90407234 точки и е получен тримерен модел от сгъстените точки.(фиг.4)



фиг.4

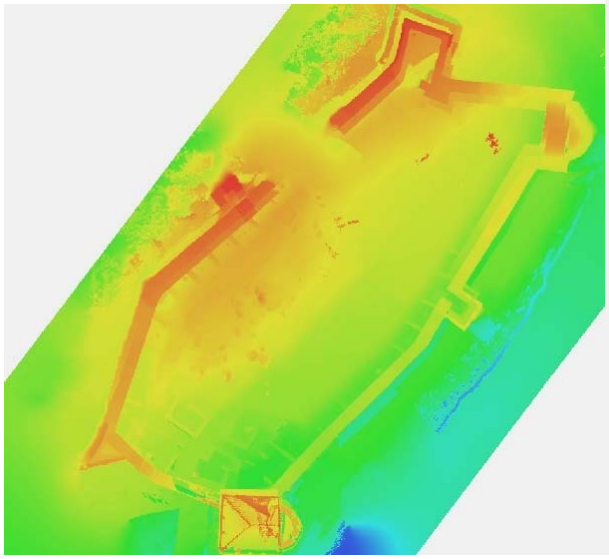
Тъй като при заснемането с дрона координатите на центовете на проектиране са определени в координатна система WGS 84, то няколко площноразположени в обекта точки са трансформирани от координатна система 1970 в координатна система WGS 84 чрез програмата BGTrans и са използвани като въведени маркери в AgiSoft Photoscan за мащабиране на точковия модел. Данните за трансформация са взети от направено преди геодезическо заснемане на обекта.

AgiSoft Photoscan позволява да бъдат редактирани облаците от точки. Корекциите са: отстраняване на селектирани точки; отстраняване на области, запълване и др. Направена е класификация по начина на кодиране на точките от сгъстения блок. Резултатите са показани на (фиг.5)



фиг.5

Въз основа на редактирания 3D модел от сгъстени точки и направената класификация е формиран временен 3D модел (от 8 слоя с точност 6.28мм/pix). Създан е цифров модел на повърхнината (DEM) с резолюция 0.0125689 м/pix. (фиг.6)



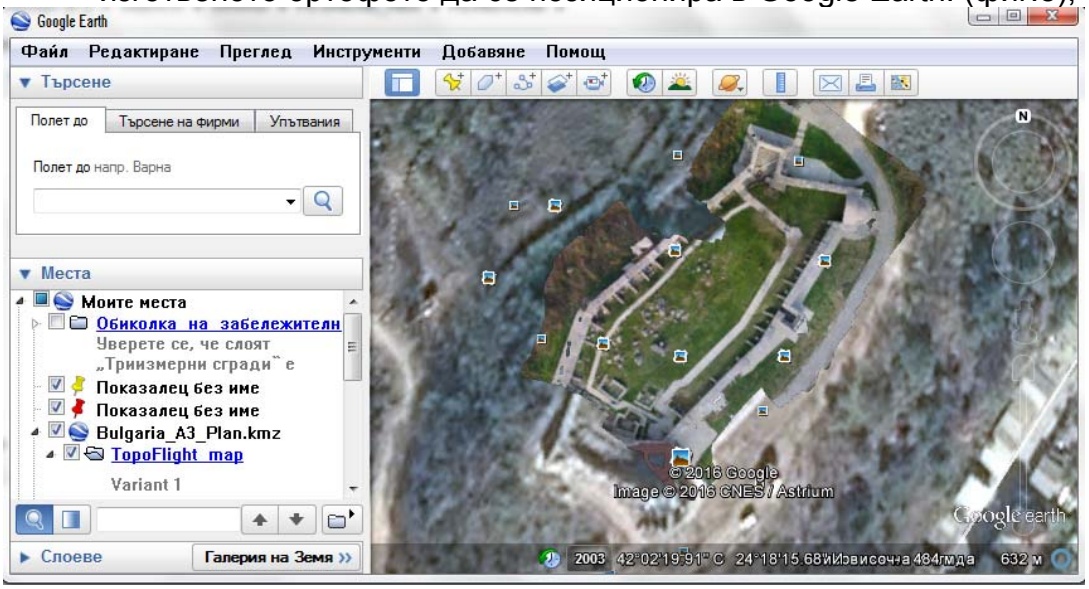
фиг.6



фиг.7

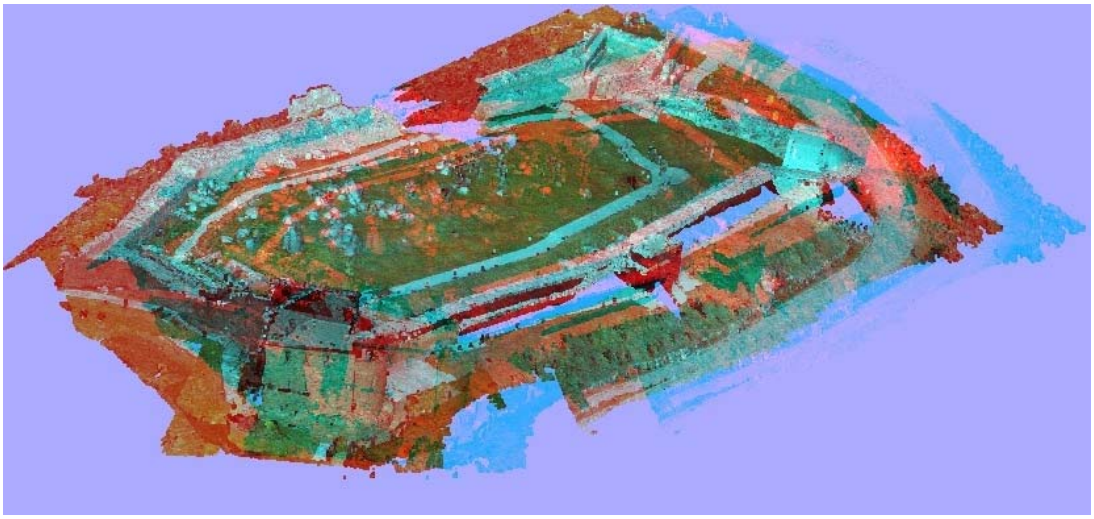
За района на археологически комплекс „Перистера” гр.Пещера е създаден ортофотоплан. (фиг.7). За целта е използван генерираният 3D модел и формирания DEM модел. С цел бъдещо използване на модела са създадени следните приложения:

- 3D модел във формат *.oC3. Този формат позволява независимо визуализиране на създадения 3D модел в свободно разпространяем Viewer;
- Ортоизображение във формата *.kmz Google. Формата позволява изготвеното ортофото да се позиционира в Google Earth. (фиг.8);



фиг.8

- Чрез AgiSoft Photoscan могат да бъдат генерирани стереоизображения за наблюдение с анаглифни очила.(фиг.9)



фиг.9

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаването на цифрови модели и геометричното моделиране на обекти е област, която непрекъснато се развива и усъвършенства чрез развитие на снимачните процеси и техники. Методите на близкообхватната фотограметрия предлагат ефективни и евтини начини за добиване на пространствена информация. Тяхното развитие е свързано с усъвършенстване на възможностите за контрол на полетите, намаляване на влиянието на метереологичните условия и използване на снимачни средства с високо пространствено разрешение и опростени геометрични модели на формираните изображения. Получените експериментални резултати от заснемането с дрон на археологически обект „Перистера" показват, че технологията може успешно да се използва в практиката при документиране на архитектурни и археологически обекти, при картографиране на труднодостъпни обекти и съоръжения и при следене на динамичноразвиващи се процеси.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Petrov, D. Mihailov,Pl., Modern technical equipment and technologies for collecting geospatial data area", university Press "Episkop Konstantin Preslavski", Shumen 2014.

[2] Maldzhanski, PL., Development of methods for creating and processing data in architectural photogrammetry" , MONOGRAPHY, 2012.

[3] Pavlova L., Marinov B., Maldzhanski Pl., textbook " Photogrammetry and Remote Sensing", 2012.

[4] Maldzhanski,Pl.,Techniques and experience to creation of Digital Models in Bulgaria, 2002

[5] Maldzhanski,Pl., Annex of photogrammetric technologies for shooting and control transport routes ECO VARNA 2014

За контакти: prof. PhD Eng. Plamen Maldzhanski, UACEG-Sofia, Department of Geodesy, Address, Sofia, Bulgaria, 0877779059, e-mail: p_maldjanski@mail.bg

COMPARISON OF MEASUREMENT TECHNIQUIES AND ACCURACY FOR NITROGEN OXIDES EMISSIONS FROM HEAVY DUTY DIESEL ENGINES

M.Sc. Despina Nikolova, Prof. Kiril Barzev, PhD

Abstract. Oxides of nitrogen (NOx) rate among the principal agents of photochemical smog. US Environmental Protection Agency (EPA) promulgated the Federal Standards for NOx emissions for heavy duty diesel engines, which relates applicable requirements depending on engine model-year, size and operational duty. The standards have become increasingly stringent and have been lowered on average from 6.0 gram per break horse power hour (g/bhp-hr) in 1990 to 0.2 g/bhp-hr in 2007. Diesel engines NOx emissions out are typically composed of about 95% of NO and 5% NO2. However, under low load and speed conditions, the NO2 component of NOx can be as high as 30%. In an effort to improve the accuracy of the NO and NO2 measurement process, this study has explored the NO to NO2 exhaust gas chemistry in the sampling train, external converter performance at high NOx concentrations, solubility of NO and NO2 in water, and Analyzer operational parameters. Test results showed that the measured NO, and NO2 emissions varied both in steady state and transient operations with the different sampling configurations that were employed. It was observed that NO2 formation occurred in the heated sampling lines and that sampling line temperature and residence time were the two variables that affected NO2 formation.
Keywords: NOx measurement accuracy, NOx emissions from heavy duty diesel engines, Infrared Analyzer, Chemiluminescent Analyzer

1. Introduction:

Chemical species that contain atoms of nitrogen contribute substantially to the chemistry of air pollution. In particular, interest in the recent past has been focused on the occurrence and reactions of oxides of nitrogen, nitric oxide (NO) and nitrogen dioxide (NO2), commonly denoted by the composite chemical formula NOx, that are formed in the high temperature, close-to-stoichiometric gas mixtures, during the major energy releasing phase of the combustion process, [1]. Besides being harmful to human health, oxides of nitrogen also participate in many vital processes in the atmosphere. Many experiments conducted suggest that NOx concentrations in the atmosphere govern the formation and destruction of atmospheric ozone, O3, [1]. Further, they also rate among the principal agents in the formation of photochemical smog. Of the millions metric tons of NOx emitted into the atmosphere, about 40% is estimated to be generated by natural sources, and the remainder, about 43% is emitted by mobile sources such as combustion engines of motor vehicles; the balance is contributed by stationery sources such as off-road engine use, power plants, etc.,[2].

Measurements and calculations of NO2 emissions from spark ignition engines indicate that even at the highest emission levels, the concentrations of NO2 are approximately 2% of NO emissions, [1]. On the other hand, for diesel engines, NO2/NOx ratios may be as high as 50% at light loads. The question as to how large a fraction of NOx is emitted in the form of NO2 is of critical importance for the following reasons:

1. NO2 is far more harmful to human health than NO. In fact, the toxicity of NO2 is about 5 times that of NO. A large concentration of NO2 in the atmosphere leads to a net production of O3 in the atmosphere.
2. During night-time approximately 10% of NOx may be transformed into nitrous acid (HNO2) or nitric acid (HNO3) by following reaction,

$$NO + NO2 + H2O \rightarrow 2\ HNO2 \qquad (1)$$

or

$$NO2 + NO2 + H2O \rightarrow HNO2 + HNO3 \qquad (2)$$

At sunrise HNO2 is photolyzed to hydroxyl radical (OH) and NO, thus giving rise to OH radicals, which acts as an initiator for various photochemical reactions, [1], [3].

Typically, engine-out NOx emissions from diesel engines are composed of about 95% of NO and about 5% of NO2. But, under certain engine conditions and the presence of certain exhaust after treatment devices, the NO2 component assumes a higher proportion of NOx. This is observed in case of certain after treatment techniques such as catalyzed traps, which

generate excess amounts of NO2 to enable soot oxidation in the trap. The NO2 levels at the outlet of the traps are believed to be typically above 20% but are sometimes as high as 60% of the total NOx, which represents an increased level relative to the engine-out emissions. Further information as to how large a fraction of post cylinder NOx is emitted in the form of NO2 is critical in designing a sampling, measurement and analysis system, [1], [3].

The Federal Test Procedure (CFR 40, Part 86, Subpart N) for measuring exhaust brake specific mass emissions from heavy-duty diesel engines requires the use of a total exhaust dilution tunnel, [4]. The exhaust is diluted, sampled and conditioned to determine concentrations of gaseous components such as hydrocarbons (HC), carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO2), and oxides of nitrogen (NOx). However, with decreased levels of total NOx emissions, measurements obtained by means of dilute sampling may be suspect given the potential effect of the sampling and measurement systems on NO and NO2 concentrations. Another disadvantage is that the horsepower capability is limited for any discrete full flow dilution tunnel. Hence, it was decided to use a raw sampling procedure for the purpose of this study.

2. . *Experimental Equipment and Procedures*:

A typical raw exhaust NOx sampling set up is as shown in Fig.1. It consists of a ¼inch (6.35mm) diameter, heated, stainless steel tube with nine sampling holes, designed to provide the most optimal representation of the average exhaust gas composition at the sampling point. The exhaust gas is transferred to the sampling system using ¼inch (6.35mm) heated, stainless steel lines. The sampling system consists of a system housed in a movable cart and consists of a Unique Products heated filter housing with standard heated head pump, a Horiba NOx converter, and a Universal Analyzers 1080 gas cooler. A heated flexible stainless steel sample line is used to route the engine exhaust to the inlet of the cart sampling system. The HC line temperature is maintained at 375°F (191°C) to prevent condensation of heavy hydrocarbons onto the wall surface. The sample line to the NOx analyzer is maintained at 235°F (113°C) +10°F (+5.0°C) to prevent water condensation. Particulate matter is filtered out of the sample with 2.5” x 1” (63.5mm x 25.4mm) quartz filter elements in heated filter housings maintained at 250°F (121°C). The efficiency of the NOx converter is verified using a Beckman NOx efficiency test kit.

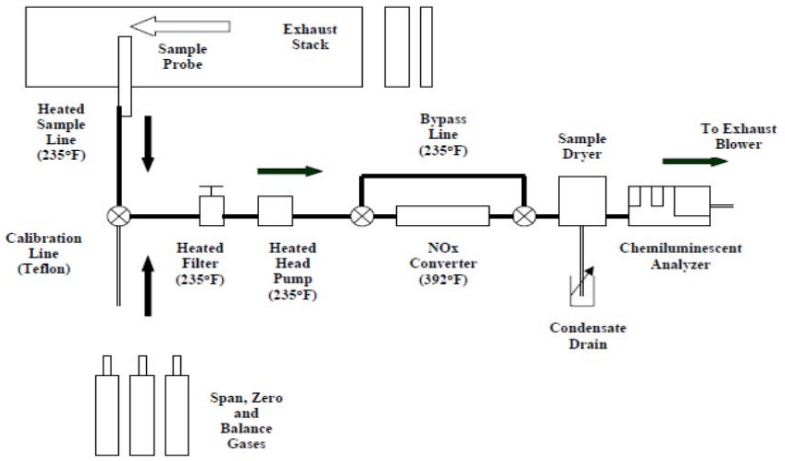


Fig.1 A typical raw exhaust NOx sampling set up

The focus on exhaust gas kinetics was confined to the section of the NOx sampling train between the outlet of the external NOx converter and the inlet to the Chemiluminescent analyzer (CLA). This section is of importance owing to the composition of the exhaust gas mixture that leaves the converter. Assuming a reasonable efficiency for the converter, approximately 90% of the NO2 in the exhaust gas is converted to NO. Oxidation of this NO back to NO2, between the converter and the chiller, will contribute to erroneous NO, NO2, and NOx measurements. Hence, the effect of exhaust gas kinetics on this re-conversion reaction has to be properly understood and accounted for. The effect of the following factors was analyzed in

detail: Sample gas temperature and pressure in the sampling line; Residence time in the sampling line; Oxidizing atmosphere of diesel exhaust; Losses due to solubility of NO2 in water.

The next parameter that was studied was the performance of the external converter. Since the investigation was conducted within the constraints of a commercially available NO to NO2 converter, the effect of the catalyst formulation is not going to be a variable of concern. Experiments were performed to ensure that the converter was converting NO2 to NO only and not any other reactive nitrogenous compounds typically found in combustion samples. The converter performance was determined as a function of the following parameters: Conversion of low molecular weight nitrogen containing compounds over the catalytic converter; Temperature of the catalyst; Concentration levels of NO2 in the exhaust gases; Flow rates-residence times.

Finally, the effect of third body quenching on low-level NOx measurements was studied. This parameter assumes significant importance when using CLA for exhaust gas analysis. This is because CLA are generally calibrated with a mixture of NO in N2, but when sampling from an exhaust stream several additional species, such as, H2O, CO2, CO, O2, and H2 are introduced into the system. These additional species could affect the actual measurement of NO due to the difference between the third bodies in the calibration or standard gas and that in the sample gas.

2.1 Analyzers Used for NO and NO2 Measurement

Tests conducted for comparing NO2 detection using conventional CLA with Fourier Transform Infrared analyzer (FT-IR), suggested that chemiluminescence technique provided plausible results when large concentrations of NO2 were being measured, [5]. The variation in concentrations indicated by the CLA was much greater than the FT-IR, especially when small differences in NO2 needed to be quantified, and when the measurements were made at low temperatures. At measurement temperatures of 350˚C, it was found that the NO2 concentration as observed using the CLAs was 19% less than the FT-IR value as shown on Fig. 2, [5].

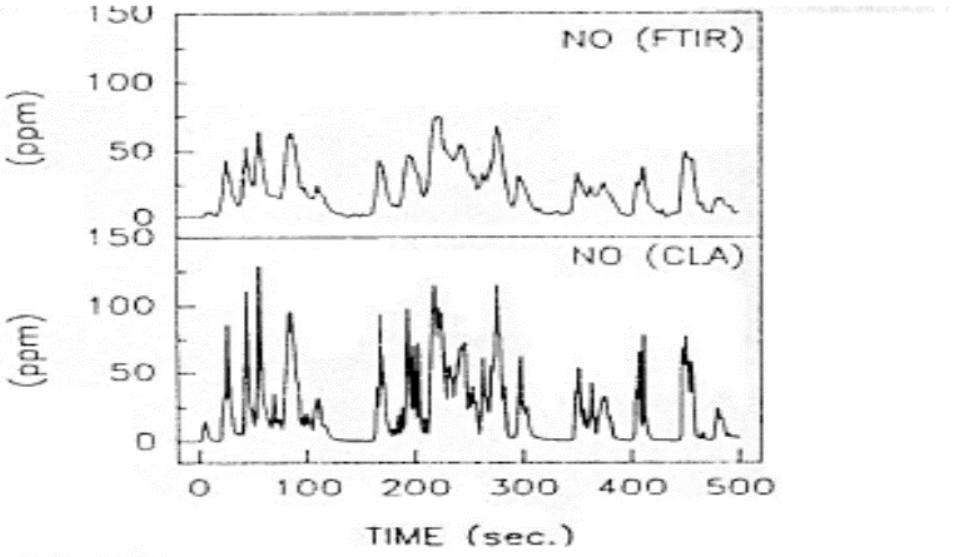


Fig. 2 Comparison of NO concentration for the FT-IR and CLA during a FTP test

It should be noted, the FT-IR technology has improved significantly in recent 10-20 years. Requirements that would be placed on any analyzer used for real time measurement of NO, and NO2 emissions may be listed as follows: Low limit of detection (LOD), with acceptable accuracy, precision, reproducibility and high signal to noise ratio; Robust and good reproducibility of results; Real time data acquisition and display.

Given these requirements, the combination of FT-IR with modern high-speed computers is proving to be a unique technique for measuring many of the chemical species in auto exhaust with acceptable accuracy, precision, and at sampling rates as high as one hertz. The CLA is by far the most widely used instrument for quantitative analysis of NO, and NOx emissions from automobile exhaust.

In this testing, a FT-IR and a CLA were used for determining raw NOx exhaust concentrations, referred to as raw NOx. Efforts were made to investigate the applicability of a FT-IR for measuring real time NO and NO2 emissions and to correlate the measurements obtained with those obtained using the CLA. The CLA was selected, as it is the most widely used instrument for NOx measurement. The FT-IR was chosen on the basis of its operating principle, its capability to simultaneously measure NO, and NO2, in addition to most other gaseous components of diesel exhaust. Published literature and manufacturer specifications, which claimed high Minimum Detection Limits (MDL), and suitability for transient measurements also influenced the decision to select the two instruments to be used in the study.

2.2. Test engine, Test cycle, Testing Procedure

A 12.7-liter, Detroit Diesel Series 60 engine rated for 550hp (410kW) at 2100rpm and a peak torque of 1650ft-lb at 1450rpm was used to generate the exhaust. A GE direct current (DC) dynamometer was used to load the engine. A load must be applied to the engine during emissions testing in an engine test cell to simulate the load applied to the engine when it is actually housed in the vehicle. This is achieved using a dynamometer. The GE dynamometer is capable of absorbing 550hp when loading the engine and is capable of delivering 500hp during the motoring phase. The torque is measured using a load cell, which is attached to a torque arm, 24 inches (609.6mm) in length and measures force. Engine speed is determined using a digital encoder inside the dynamometer.

This study only reported NOx data, and data for the other gaseous components as measured by the FT-IR. The engine tests consisted of both steady state tests and Federal Test Procedure (FTP) transient tests. A customized five-mode steady state test was developed for this study. The engine was operated on Federal diesel No.2 containing less than 0.05% (by weight) sulfur.

The fuel flow calculation is a critical parameter for mass flow calculations. A piston type fuel meter, Max Flow Media 710 Series Fuel Measurement System Model 214 was used for fuel measurement. The gas analysis bench consisted of five commercially available analyzers and the associated sample conditioning system. NOx efficiency tests were performed on the NOx analyzers to check the ability of the analyzer - internal converter to convert NO2 to NO. The analyzer had efficiency values in the range of 90% for the required operating range as specified in the CFR 40, Part 86, Subpart N, [4]. The temperatures of the heated lines were set at 250ºF (121ºC), per specifications of the CFR 40, Part 86, subpart N, [4].

In the presented study both steady state and transient test cycles were used to analyze the various inaccuracies associated with the NOx emissions measurement procedure. The tests were also used to correlate the performance of the two analyzers, the CLA and the FT-IR. The FTP (Federal Test Procedure) heavy-duty transient test cycle was used to correlate the transient performance of the two analyzers. The FTP transient cycle is currently used for emission testing of heavy-duty on-road engines in the USA (CFR Title 40, Part 86.1333), [4]. The transient test was developed to take into account the variety of heavy-duty on and off road use of diesel engines in American cities, including traffic in and around the cities on roads and expressways and industrial sites. The engine was operated through five steady test modes, namely 65% rated speed/ 40% load, rated speed/ 20% load, 75% rated speed/ 75% load, rated speed/ 60% load, 35% rated speed/ 30%load. Each of the five modes was five minutes long, and the engine was operated for three minutes at each mode to facilitate stabilization and the CLA recorded data over the next two minutes of the mode. The FT-IR on the other hand collected data over the entire five minute duration of each mode. Towards the end of the study, the testing procedure was modified and the CLA was programmed to collect data over the entire five-minute duration of each mode. These tests were used to compare the performance of the two analyzers.

The testing procedure adopted for the study consisted of two phases, the laboratory tests phase and the engine tests phase. In the laboratory phase, tests were conducted using 2% accurate NO and NO2 gases with nitrogen as balance gas from bottles supplied by specialized

testing company. Tests were conducted with the FT-IR and CLA to obtain operating parameters for the external NOx converter, the sampling line temperatures, the sample residence time, and the optimum settings for the FT-IR and the CLA parameters. These tests served as preparatory tests for the actual engine tests that were to follow. The results from the laboratory phase tests were incorporated into the testing procedure for the engine tests.

A sampling system matrix consisting of different sampling configurations was designed for this purpose. Both steady state and transient tests were used to obtain a better understanding of the NOx exhaust gas measurement process. Fig.2 represents schematics of NOx analysis bench used in this testing.

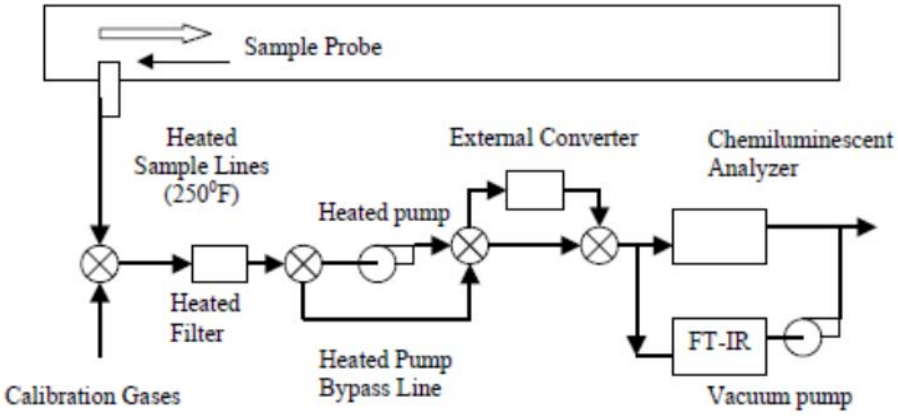


Fig. 3 Schematic representation of NOx analysis bench

2.3. Test Results and Discussions

The main focus of this study was to evaluate the currently used procedure for measurement of NO, NO2 and NOx emissions in the exhaust from heavy-duty diesel engines, and to study the effect of the sampling system configurations on the raw measurement of NO, NO2, and NOx emissions. Exhaust gas sampling systems are designed to provide a conditioned sample of gas from the vehicle tailpipe or from a dilution tunnel to the analyzers. The sample must be uniform, representative of the product analyzed, and must correspond to the actual emissions from the engine as tested on the driving cycle. Another function of the sampling system is to condition the exhaust gas sample to meet the inlet sample specifications of the particular analytical instruments. All gas analyzers require that particulate matter be removed from the sample. Thus, particulate filters are necessary components of the sampling system. Some of the analytical instruments, such as infrared analyzers, require that the sample is cooled and dried. Water vapor should be condensed and removed from the sample in a way that minimizes losses of other gases due to their solubility in the condensate. Other instruments, including chemiluminescence NOx analyzer, are available in heated versions to prevent losses due to condensation in the sampling system. All wetted components of a sampling system such as the sampling lines, pumps, filters, and valves are also heated and maintained at temperatures above the dew point of diesel exhaust.

Raw or undiluted exhaust gas measurements require more sophisticated sample conditioning systems. Because of high concentration of moisture, particulates, and high temperature, it is not trivial to prevent losses of water-soluble gaseous components through condensation or by dissolving acid gases in the condensate. The use of sample dryers or chillers to remove moisture in the sample stream alters the concentration of NO2 present in the sample stream because NO2 is soluble in water. Hence, by reducing the moisture in the sample, the original mass of the sample is also changed, which means the ratio of NO2/NOx in the resulting gas is different than the ratio in the original sample. Tests were conducted to determine the actual amount of NO2 lost on account of its solubility in water.

A heated mixture of NO2 in nitrogen was mixed with dry, ultra-pure zero air in the reaction chamber equipped with a wet bulb thermometer (hygrometer). The resulting mixture was then routed through a dryer into the FT-IR. The NO2 values were recorded (point A in Fig. 4). Subsequently a mixture of NO2 in nitrogen under identical conditions as the first case was mixed with a stream of saturated ultra-pure zero air that was passed through a bubbler. The concentration of the water vapor was varied by varying the line temperatures. The wet mixture was then passed through a dryer, which removed all the moisture content in the sample. When the water condenses out in the dryer, a fraction of the initial NO2 span gas is presumably lost. The gas mixture was then routed to the FT-IR and the NO2 concentration was recorded (point B in Fig. 4). The difference between the two NO2 values A and B recorded was an indication of the amount of NO2 lost due to solubility in water.

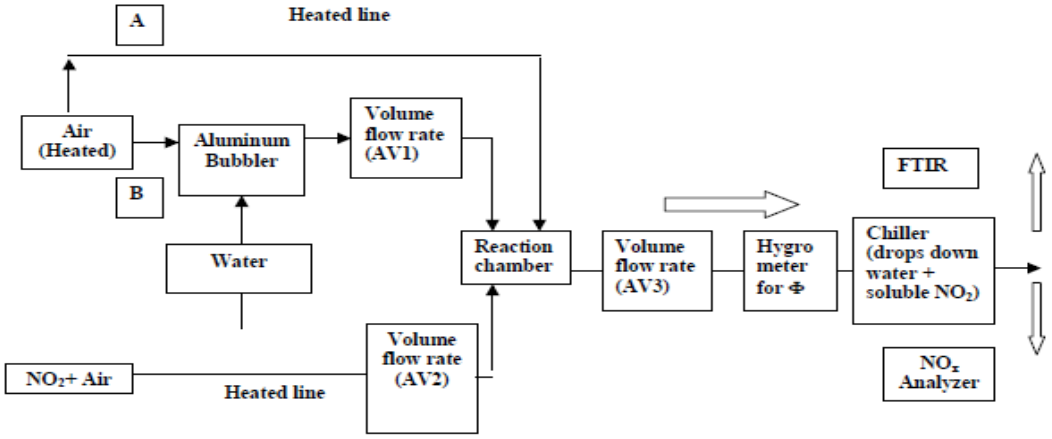


Fig. 4 Schematic of the setup used for investigating the solubility of NO2 in water

The bench tests conducted with the FT-IR and the CLA set the direction for the engine tests. The bench tests served primarily to understand the working of the two analyzers, their performance capabilities in terms of accuracy, and reproducibility, and the various parameter settings, especially on the FT-IR. Values for sampling line lengths, sample flow rates, converter temperatures, converter flow rates, and operational parameters for series sampling were determined based on the understanding obtained during the bench tests. Summarized parameters that were adopted for the engine-testing phase were based upon the conclusions drawn from the bench tests. The NO chemistry in the diesel exhaust is not limited to simple oxidation of NO as it undergoes a multitude of other reactions. This is because the diesel engine exhaust gas is a complex mixture of gaseous pollutants, excess oxygen, unburned hydrocarbons, water vapor, and soot.

2.4. Comparison of Measured NO and NOx Emissions between FT-IR and CLA

The important part of the testing consisted of comparing the NO, and NOx emissions as measured by the FT-IR with that measured using the CLA. The CLA, on account of its wide usage in the industry and in research establishments has been investigated vigorously and is hence, a preferred analyzer. However, most of the emissions related studies on the CLA have been conducted on dilute exhaust streams. The FT-IR is a fairly new technology but has been preferred in most of test methods, according to EPA’s standards. The FT-IR has the capability to simultaneously measure up to 25 different components, including most of the hydrocarbons. Hence, the FT-IR has the potential to replace the CLA and possibly other analyzers for exhaust emissions measurement. The CLA in particular can only measure NO and determines NO2 by a subtractive method. The accuracy of this process, especially when dealing with very small values of NO2 concentrations is debatable. Furthermore, in order to effectively determine NO2 during a transient test such as the FTP, where the concentrations change rapidly with time, two CLA have to be used in parallel, one in the NO mode and the other in the NOx mode. The two analyzers were compared over both steady state and FTP tests for NO and NOx measurements.

Since the FT-IR records data over the entire duration of the test, the CLA was also programmed to collect data over the entire test duration of each of the steady state modes. Furthermore, since the CLA exhibited non-linearity problems for NO concentrations higher than 1500ppm, the 5-mode steady state test was modified to a 4-mode test. Fig. 5 shows the results for these comparison tests. The comparisons were made by computing the area under the NO and NOx curves as measured by the two analyzers. Integrated results were obtained using the formula,

$$\boldsymbol{I} = \sum x_i\,(t_i - t_{i-1}),\ \textit{and } i \textit{ varies from 1 to } \boldsymbol{N} \qquad (3)$$

where, ***I*** is the integrated result, ***N*** is the number of data points, ***x*** is the data point, ***t*** is the time, and ***i*** is an index number. Fig.5 shows a comparison of the NO concentration as measured by the FT-IR and the CLA for the steady state test. It can be seen from this figure that the overall integrated NO value for the FT-IR is about 596 060ppm and the integrated NO value for the CLA is about 559 040ppm. This represents an overall difference of about 6% for the integrated concentration measurements.

Test results showed that the measured NO, and NO2 emissions varied both in steady state and transient operations with the different sampling configurations that were employed. It was observed that NO2 formation occurred in the heated sampling lines and that sampling line temperature and residence time were the two variables that affected NO2 formation. The NO2 concentration in the sample lines increased with decreasing temperature, for a fixed sample line length of 20ft (6.09m) and a residence time of 4 seconds. On an integrated concentration basis, NO2 increased by about 47% when the temperature was decreased from 450°F (232°C) to 300°F (150°C) in the steady state tests. Over the FTP, the integrated NO2 concentration increased by 78% when the temperature of the sample line was decreased from 450°F (232°C) to 300°F (150°C). The measured NO concentration increased initially when the temperature was decreased from 450°F (232°C) to 400°F (204°C) and then decreased in proportion to the increase in NO2 concentrations. The values for total NOx concentrations remained approximately constant. When the sample line length was increased from 20ft (6.09m) to 50ft (15.24m), and the sample line temperature was reduced to 250°F (121°C), there was a further increase in the measured NO2 concentration.

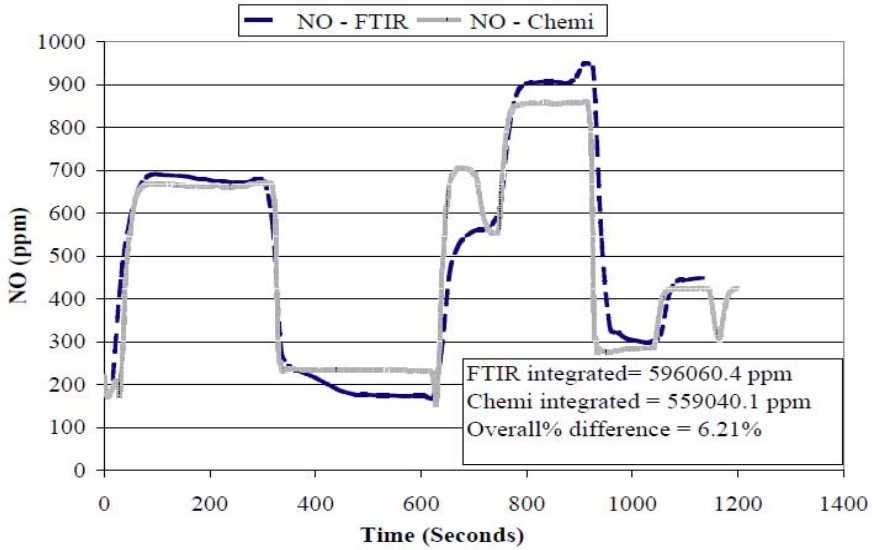


Fig. 5 Comparison of NO emissions measured over 4-mode steady state test with FT-IR and CLA using heated filter, heated pump, heated line NOx converter, and dryer

3. Conclusion:

The external NOx converter's performance was evaluated using bottled NO2 gas. The converter efficiency was found to be greater than 90% for concentrations below 100ppm. For concentrations in the range 100ppm-500ppm, the converter efficiency was 82%. The internal converter efficiency was greater than 90% for NO2 concentrations less than 180ppm. However,

converter evaluation tests on actual diesel exhaust gas showed that the concentration of NO2 downstream of the external NOx converter and dryer was 30% to 40% of the NO2 concentrations upstream of the NO2 converter. This leads to the conclusion that the performance of the NOx converter with actual diesel exhaust is lower than the measured efficiency of the converter with bottled NO2 gas. This suggests that a system with two NOx converters in series could facilitate a more complete NO2 to NO conversion. High concentrations of NO2 observed after the dryer suggests that a heated chemiluminescent analyzer with an internal converter should be used to accurately measure NO, NO2 and NOx emissions even with an external converter and dryer included in the sampling system.

The solubility of NO2 in water that condenses out in the unheated sampling line was observed to be concentration driven, with the solubility being greater than 80% for a pre-dissolution NO2 concentration greater than 30ppm. The solubility was slightly reduced (55%) at lower NO2 concentrations. The loss of NO2 in the dryer was lower than the losses due to solubility in the water that condenses out in an unheated sampling line. At a 50ppm NO2 concentration, the loss of NO2 in the dryer was observed to be practically zero.

A comparison of the measured NO, and NOx emissions using the FT-IR and the CLA showed that the overall percent difference between the two analyzers on an integrated concentration basis was about 6% for the steady state NO measurements and about 9% for the steady state NOx measurements, with the FT-IR reading higher.

In summary, a sampling train configuration to measure NO, NO2 and NOx emissions in raw exhaust streams from heavy duty diesel engines should consist of a short section of heated line with minimal residence time in the sampling lines, and with line temperature maintained higher than 450°F (232°C).

- The heated line must be routed to the external NOx converter or two converters used in series, as quickly as possible.
- The converter temperature must be maintained as high as possible and the converter flow rate should be optimized with the analyzer flow rate for better performance and good transient response.
- The sample line between the external NOx converter and the dryer must be heated above the dew point temperature of diesel exhaust.
- The exhaust gas from the dryer can be routed to the analyzer using short section of heated line maintained higher than 450°F (232°C).

Acknowledgements

The testing for this study was possible and conducted using the Diesel Program Engineering Laboratory (DPEL) at Laramie County Community College, School of Business, Ag and Technical Study, Cheyenne WY, and test equipment provided by Western Environmental Services and Testing (WEST), INC., Casper, WY. The authors thank for the extended support and help from DPEL team and the enormous assistants from technicians of WEST for helping with collecting the measurements and providing the software program to perform the calculations.

REFERENCES:

1. Hilliard, C.J., and Wheeler. W.R., (1979) "Nitrogen Dioxide in Engine Exhaust", SAE 790691
2. Pipho, J.M., Kittelson, B.D., and Zarling, D.D., (1991) "NO2 Formation in a Diesel Engine", SAE 910231
3. Lenner, M., (1987), "Nitrogen Dioxide in Exhaust from Motor Vehicles", Atmospheric Environment, Vol.21, No.1, pp 37-43
4. http://www.ecfr.gov/cgi-bin/text-idx?SID=293612731e9a2e62870862f4400833dc&mc=true&node=sp40.19.86.n&rgn=div6
5. Ambs, J.L., McClure, B.T., (1993) "The Influence of Oxidation Catalysts on NO2 in Diesel Exhaust", SAE 932494

Contact Information: Despina Nikolova, WY/DEQ, Air Quality Division, Title V Operating Permits Program; despina.nikolova@wyo.gov, phone: USA-307-777-7334; 307-920-3071

The paper has been reviewed:

EXPERIMENTAL EMISSIONS TESTING FOR SCR RETROFITTED OFF-ROAD HEAVY-DUTY DIESEL ENGINE OVER DIFFERENT ENGINE-OUT SETTING

M.Sc. Despina Nikolova, Prof. Kiril Barzev, PhD

Abstract. The Selective Catalytic Reduction (SCR) technology has been proven to be a viable aftertreatment device for reducing emissions of oxides of nitrogen (NOx), and further has been integrated with a Diesel Particulate Filter (DPF), which significantly reduces particulate matter (PM), primarily the solid carbon component of total PM from heavy-duty diesel engines. The objectives of this experimental testing were to observe mass emissions of NOx and PM, from a modified/retrofitted 2004 heavy-duty diesel engine to US Environmental Protection Agency (EPA) 2010 standard, by developing engine settings/tunings for a given DPF and SCR system. Specifically, urea injection control strategies were developed to optimize SCR operation, and measurements were made of PM and NOx emitted by the SCR-equipped engine. The response of the exhaust aftertreatment system was investigated over different engine setting/tuning under steady state (ESC) and transient (FTP) conditions.
Keywords: Emissions from Heavy Duty Diesel Engines, Diesel Aftertreatment Device, SCR Urea injection

1. Introduction:

1.1. SCR as Exhaust Aftertreatment Technology

The use of exhaust aftertreatment devices as a means of reducing emissions, as opposed to in-cylinder engine modifications, has been widely adopted because high conversion efficiencies are achievable with limited impact on the fuel economy. Selective Catalytic Reduction (SCR) and Lean-NOx Trap (LNT) are among the most promising exhaust aftertreatment technologies readily available, since only a few aftertreatment systems are capable of converting nitrogen oxides (NOx) in the lean environment of a diesel exhaust with an efficiency higher than 90%. SCR was found to be more advantageous than LNT for the following reasons, [1]: Wider temperature window; Better resistance to sulfur poisoning; Better thermal durability; Lower fuel economy penalty; Lower HC emissions; Lower Greenhouse Gas Emissions (GHG); Lower system cost.

Equipping diesel engines with Diesel Oxidation Catalyst (DOC) and Diesel Particulate Filter (DPF) is relatively simple due to the fact that they can be sized on the basis of easily measurable parameters. These technoloies targets HC, carbon monoxides (CO) and particulate matter (PM) reduction; it enables the continuous regeneration of the soot trapped on the filter due to the increased level of nitrogen dioxide (NO2), [2]. More challenging is the deployment of the SCR technology as it needs more flexible controls to accommodate a large scale of diesel engines, [3].

1.2. Critical Parameters in the SCR performence

The efficiency of the catalyst conversion is the main target of the SCR development. Typically, it ranges between 55 to 90%, depending upon the engine operation, [4]. The biggest challenges is the cold start of the US transient cycle, EPA Federal Test Procedure (FTP test). During the initial part of the FTP, for instance, relatively low temperatures are present and very low NOx conversions are observed. If this low temperature condition persists then it could be necessary to interrupt the urea supply. If the urea is injected for lower than 250˚C temperatures, then there is no guarantee that deposits from partial urea decomposition will not form. The catalyst temperature is determined by the exhaust temperature and is responsible for the SCR conversion efficiency. As the exhaust temperature at the inlet of the SCR decreases, the temperature at the catalyst will decrease at a slower rate due to the thermal inertia which determines the lag delay. The NO2/NO ratio plays a fundamental role in the NOx conversion efficiency as it acts as a chemical reaction switch in the catalyst: depending on its value with respect to 1, it enables one or other pathway reaction. The control of this critical parameter is exercised by varying the level of NO2 at the inlet of the SCR.

The ammonia ratio (ANR) is a parameter controlled via urea injection and can give useful insight on how the urea injection system operates; ANR=1 corresponds to stoichiometric reaction which leads to a 100% NOx conversion. Keeping this parameter in the range of 0.85-1 is often an indication of good tuning, [3]. A critical device in the SCR system is the urea injection system, whose main goal is to atomize urea into fine droplets and distribute it evenly in the exhaust flow. The urea injection needs to occur so that the ammonia cross section profile is as homogenous as possible. Mixing devices placed in between the DPF and the SCR help speeding up the evaporation and hydrolysis of urea, [4].

An estimation of ammonia stored in the SCR brick can be the time it takes to 50% of NOx to break through, [5]. This phenomenon is more pronounced at low temperature; conversely very little ammonia storage has been observed for temperature higher than 450˚C, [6]. It has been shown that some of the NOx measurement variability during consecutive FTP runs is caused by the interaction between ammonia stored in the catalyst and the catalyst bed temperature. Rapid increase in the catalyst temperature causes large release of ammonia stored with a consequent impact on the ammonia slip, [6].

The SCR efficiency is also affected by the space velocity (SV) since it influences the time of contact between the absorbed ammonia and the NOx through the SCR brick, [6]. The operation of urea-based SCR system can be mainly summarized into three steps. First, 32.5% urea solution is sprayed at the SCR inlet, the urea solution droplets then evaporate to form solid urea which can later be thermally decomposed into ammonia and isocyanic acid (HNCO). The HNCO is very stable in the gaseous phase but can be quickly decomposed into ammonia on the catalyst sites. The ammonia in the exhaust will not react with NOx until it is absorbed on the catalyst sites, SCR brick. The second key step for the urea-SCR operation includes the adsorption and desorption of ammonia. Mechanism of the SCR catalyst is shawn in Fig. 1, [6].

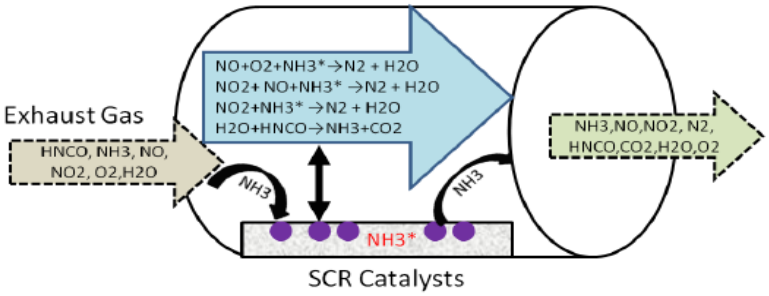


Fig.1 Mechanism on the SCR catalyst

The catalyst type is another critical factor in the performance of the SCR. It's size is generally based on the engine exhaust flow rate. Typically, its volume ranges from 1.5 to 2 times the engine displacement, [7]. The catalyst materials widely used by manufacturers are: *Vanadium* and *Zeolite -based catalyst*.

1.3. Chemical Reactions in the SCR brick and SCR efficiency

To simplify the complexity of reactions that occur in the SCR brick during the NOx conversion, three main pathways have been proposed, [8]:

- The reaction that commonly occurs in the SCR catalyst is called '*standard SCR*' pathway; it reduces NO, and is considered a relatively fast reaction. It is called standard because NO is typically the dominant NOx species in the diesel exhaust stream (NO/NOx ratio is about 90%).

$$4NH3 + 4NO + O2 = 4N2 + 6H2O \qquad (1)$$

- The most desired reaction is called *'fast SCR'*; it is much faster than the '*standard SCR*'. This reaction is dominant at the inlet of the catalyst where there is an equal amount of NO and NO2; hence, NO2/NO ratio close to the unity, 1.

$$4NH3 + 2NO + 2NO2 = 4N2 + 6H2O \qquad (2)$$

- The third pathway, *'slow SCR'*, activates when the NO2 concentration exceeds NO (NO2/NO > 1). It occurs at a relatively slow rate and has the effect of reducing the overall NOx conversion efficiency as shown in Fig. 2.

$$8NH3 + 6NO2 = 7N2 + 6H2O \quad (3)$$

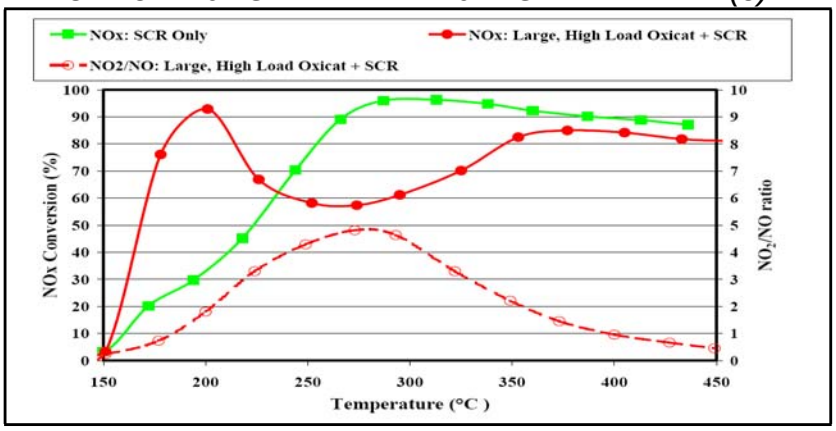


Fig. 2 Low temperature promotional effect of the NO2/NO effect, [2]

Therefore NO2/NO ratio acts as a chemical reaction switch; depending on its value with respect to 1 it enables one pathway rather than other. The control of this factor is a very effective means to obtain improvements in SCR performances. Typically, it is controlled by means of an oxidation catalyst placed upstream of the SCR. For such a case three different temperature zones can be identified; illustrated in Fig. 2, above:

Zone 1 (200-250˚C): This is a low temperature zone in which NO2/NO ratio provides a promotional effect. The main reaction is represented by equation (2). In the presence of the DOC, the NOx reduction efficiency curve shifts towards the left.

Zone 2 (250-350˚C): In this zone the NO2/NO ratio goes above one activating the 'slow SCR' pathway. The main reaction is represented by equation (3). For the configuration with the DOC, the NOx reduction curve drops drastically. This can be avoided if the NO2/NO ratio is maintained close to one.

Zone 3 (>350˚C): NO2 dissociates to NO, due to the high temperatures and the NOx ratio approaches low values; hence, the dominating mechanism of NOx reduction becomes the 'standard SCR' pathway, equation (1).

1.4. Urea dosing Strategies

The control of urea dosage can be done according to two main approaches: open and closed loop control, [2]. In the open loop control, injection is driven by an Electronic Control Unit (ECU). A preprogrammed settings of NOx produced as a function of load and engine speed is available for the ECU. In general the NOx on the setting can be either measured or predicted. NOx, for instance, could be measured over a series of steady state tests and the results implemented on the diagram. The difficulty of this approach lies in the large amount of testing time needed and the accuracy associated with the measurement. The NOx produced by the engine can otherwise be predicted by a model. The computational effort increases with the number of parameters selected in the control design. A very simple NOx prediction model has been proposed for SCR applications based only on exhaust temperature: despite its simplicity it achieves more than 40% of NOx reduction, [2].

With the closed loop configuration instead, the calibration work needed to produce an accurate NOx diagram is greatly reduced. In this configuration the ECU decides the amount of urea to be injected based upon feedback signals, such as the signals coming from a fast response NOx and NH3 slip sensors. The lack of accuracy of these sensors and their limited response time represent the physical limitation to the NOx reduction efficiency; sensors optimized for these applications are expected to have good accuracy at low ranges, little cross sensitivity with NH3 and response time less than 0.75 sec, [9]. Critical parameters involved in this type of control are: exhaust temperature and NOx concentration at the inlet/outlet of the

catalyst, ammonia concentration at the tail pipe, urea temperature, urea-air system pressure and volumetric flow rate of urea solution.

2. . *Experimental Equipment and Procedures*:

2.1. Experimental Emissions Testing Objectives

The objectives of the experimental testing were achieved by:

- Observing reduction in mass emissions of NOx and PM, from a 2004 heavy-duty diesel engine, which was retrofitted to meet the US 2010 standards by correcting engine setting for a given DPF and SCR system. Engine tunings were parallel to a simultaneously conducted complementary experimental testing, to optimize the SCR performance during in-use engine operation.
- Analyzing the concentration of the particulate matter emitted by the SCR-equipped engine and the relationship between the engine-out PM and SCR-out PM, when the engine engages different tuning.

2.2. Aftertreatment System Characteristics

The high selectivity of NH3-NOx reaction allows NOx reduction to occur even in presence of excess oxygen. DPF significantly reduce PM mass emissions by removing the larger particles, which primarily consists of solid carbon. However, the absence of carbon, downstream of the DPF introduces new dynamic effects - PM formation, growth, and composition. Changes in the PM characteristics occur as the diesel exhaust flows through the SCR, which is primarily engaged in NOx reduction. Therefore, particles very different in nature and distribution could be released by the same engine with different settings, while all along meeting the PM mass-based emissions standards at the tailpipe. In this experimental test the engine was equipped with a catalyzed DPF and an SCR, and programmed with two different engine settings: the low-NOx and the low fuel-consumption (low-FC). In particular, due to the presence of a DOC upstream of the SCR, the exhaust temperature determined the NO2 level and, depending on the value of NO2/NO ratio, was responsible of the overall NOx conversion efficiency of the SCR. Therefore, the DOC-DPF-SCR integrated system was challenged to respond to different exhaust conditions while maintaining the emissions at the desired levels. The urea dosage injection strategy had to account for the different NOx levels and exhaust temperatures associated with the two engine settings/tunings. Furthermore, the soot produced by the low-NOx and low-FC setting led to varying frequencies of passive and active regeneration of the DPF; hence, the thickness of the cake layer formed in the channels inside the DPF differed. In the experimental testing, the exhaust aftertreatment system was tested over FTP and ESC 13-mode cycles. Gaseous emissions, PM concentrations and size distributions were measured at the inlet and outlet of the different components of the exhaust aftertreatment system (Engine-out, DPF-out, SCR-out), schematically and actually represented in Fig. 3, and Fig. 4.

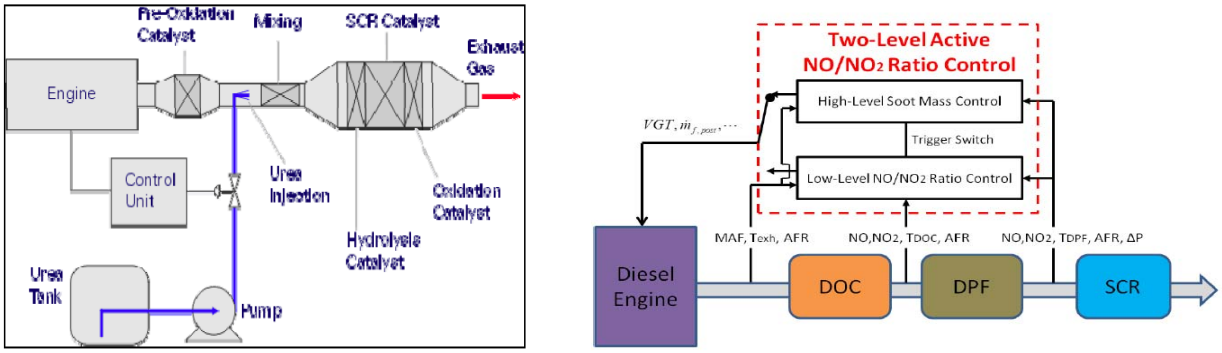


Fig. 3: Schematic of the complete SCR system and Aftertreatment two-level NO/NO2 Control

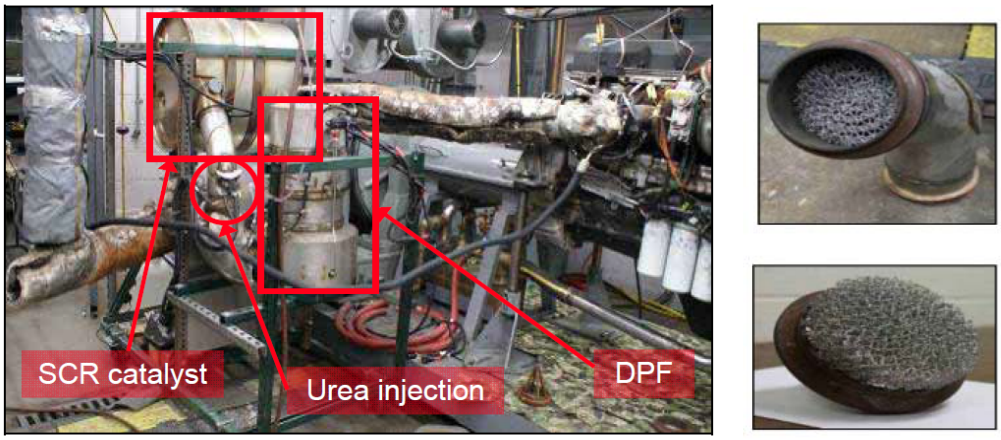


Fig. 4: Actual SCR system used in the Experimental Testing and wired mesh to enhance urea mixing

The following specific analysis were completed in order to meet the objectives:

1) Determination of parameters that play a critical role in the performence of the SCR and DPF. The increased NO2 level, due to the presence of a DOC upstream of the DPF, enhances the NOx reduction capability of the SCR when the NO2/NO ratio is maintained close to unity. The ammonia-to-NOx ratio (ANR) provides a means to assess the performance of the system, which is responsible for converting urea into ammonia, [4]. A high level of ammonia slip is indicative of not only an inadequate control strategy, but also improper mixing or insufficient atomization.

2) The urea dosing strategy was implemented in a chart which was programmed into the SCR independent controller. The dosage of urea was based on the NOx produced during ESC and FTP testing, the NO2/NO ratio and the exhaust temperature.

2.3. Test Setting Details

The test engine used was a 650hp 2004 Caterpillar 3412, US EPA Tier II rated, modified to a 2010 standards. The engine was retrofitted and equipped with cooled Exhaust Gas Recirculation (EGR) and electronically actuated variable geometric turbocharger (VGT); overhead cam with unit mechanically activated injectors, EUI3 systems, able to provide injection pressures up to 240 000 kPa. EGR cooler was considerably larger than that of the 2004 engine.

The DPF available for this experimental testing was a compact DPF-type, manufactured by Fleetguard and was equipped with a DOC upstream of the DPF. It is instrumented with temperature and pressure sensors, and capable of communicating with the ECU. The DOC allows continuous passive regeneration at a fairly low exhaust temperature (300˚C) and it is a relatively fast process (15-20 min). The exhaust temperature during active regeneration needs to be monitored closely because it could harm the SCR catalyst. The SCR system manufactured by Johnson Matthey™, consists of various components, such as urea injection system, urea tank, control module, catalyst, pump. The SCR catalyst is provided downstream with an additional oxidation catalyst to account for excess of ammonia. The Adblue urea pump unit is equipped with an independent controller, which exchanges information with the ECU. The custom designed controller determines the amount of urea injected based on NOx, NO2/NO ratio and exhaust temperature diagrams. Inputs to the urea diagrams are engine speed and torque, which are communicated in real-time by the engine ECU.

The urea travels from urea tank to a feed pump and finally to a dosing valve. The injection system conveys liquid urea to the nozzle, atomizes it into fine droplets and cools the urea injection nozzle which is immersed into the hot exhaust stream. The DPF and SCR system was assembled on a movable cart. The system design was cognizant of the fact that the distance between the DPF and SCR has to be minimized. The urea dosage valve was placed upstream of the SCR catalyst and downstream of the DPF. The urea injector was placed at various distances from the SCR inlet and different mixing devices (meshes) were experimented to improve mixing of urea and exhaust gases

2.4. Emissions Data Collection and Experiment Settings

The testing was conducted at the Diesel Program Engineering Laboratory (DPEL) at Laramie County Community College (LCCC). The laboratory includes the complete suite of

dynamometers, full-scale exhaust dilution tunnels, sample conditioning systems (heated probes, sampling lines, filters and pumps) and analyzers to perform emissions certification testing according to the Code of Federal Regulations (CFR) 40 Parts 86, 89, 92, and 1065, [11].

Once urea diagrams were generated, the engine exhaust tailpipe emissions were measured during testing over FTP and ESC cycles. The engine was programmed with the different engine loads/test modes and continuous measurement of NOx, NO, NO2, NH3, HC, CO and CO2 were made at the engine-out location, and at the outlet of each component of the exhaust aftertreatment system: DPF-out and SCR-out. Comparisons between engine settings/tunings were based upon the emission levels, exhaust temperature and NO2/NO ratio. PM was measured gravimetrically through the full CVS subsonic venture dilution system.

The scope of this set of testing was also to understand the mechanisms of particle emissions reduction; in particular, how the single engine parameters, employed in the settings for the performence of the aftertreatment affect the particle formation. For this reason the engine was tuned with low-NOx and low-FC setting. Furthermore, this correlation was studied for both transient and steady state conditions. The PM sample conditioning systems targeted both solid and nucleation mode particles.

2.5. Urea Dosing Diagram/Chart

Different approaches were adopted for the development of the urea charts, as well as a practical technique to prevent significant ammonia slip during the calibration work. The impact of each exhaust aftertreatment components on the emission concentration is also assessed and the effects of a 300hr durability cycle and of variable DPF soot loading on the SCR conversion efficiency were examined. The optimization of urea was performed one test mode at a time. In this testing the urea injection was controlled manually; the amount of urea per mode was increased in unit steps, and was interrupted whenever significant ammonia slip was detected. An alternative and more practical indicator of ammonia slip was found instead, in the NOx read-out of the Chemiluminescent Analyzer (CLD).

An excess of ammonia translated into a higher NOx concentration measurement by the CLD analyzer, probably caused by the NH3-NOx interference. As an example, the engine was stabilized at a particular engine mode, and the NOx level was recorded. Then urea was injected step by step. Two possible events could be observed; in case one, the NOx level detected by the CLD was decreasing, and the amount of injected urea was considered equal or less than the optimal value. In case two, the NOx level detected was increasing, and the injected urea was considered above the optimal level. The ammonia slip was then estimated considering mass balance.

2.6. Engine-out results

The two low-NOx and low-FC settings differed mainly in terms of NOx emissions, exhaust temperatures and soot levels. The low-NOx setting produced about 1 gram per break horse power-hour (g/bhp-hr) NOx for both ESC and FTP cycles; increased exhaust temperature, CO and FC levels. On the other hand, low-FC setting doubled the amount of NOx produced, but at the same time improved the fuel economy by 6%. The exhaust temperature of 320 ˚C was 4 % lower than the low-NOx. Furthermore, the two settings/tunings produced two different soot levels: higher gravimetric PM was detected for low-NOx calibration, 0.14 g/bhp-hr for ESC and 0.47 g/bhp-hr for FTP. For low-FC tuning instead, for both cycles, the PM mass measured was below 0.05 g/bhp-hr. The back pressure was kept at the constant value throughout the testing set at rated speed and full throttle. Actual Analyzer bench is illustrated in Fig. 5 below.

DOC almost entirely eliminated emissions of HC and CO. Overall reduction in brake-specific emissions of HC and CO were 100% and 99% (for ESC test), with regard to engine-out levels. For mode 6 of the ESC cycle, for instance, the CO concentration was reduced from 280 ppm to less than 2 ppm. The coefficient of variation (COV) increased drastically, due to the very low levels of the pollutants measured downstream of the catalyst; it went from an average of 5% to 30%.

CO2 did not show any significant variation, whereas PM was considerably reduced, well below the regulatory level of 0.01 g/bhp-hr for, both ESC and FTP cycles. It was evident from the DPF-out values that it was more efficient in filtering the soot over the FTP cycle than over the ESC, even though significantly higher engine-out soot (0.47 g/bhp-hr) was produced, Fig. 6.

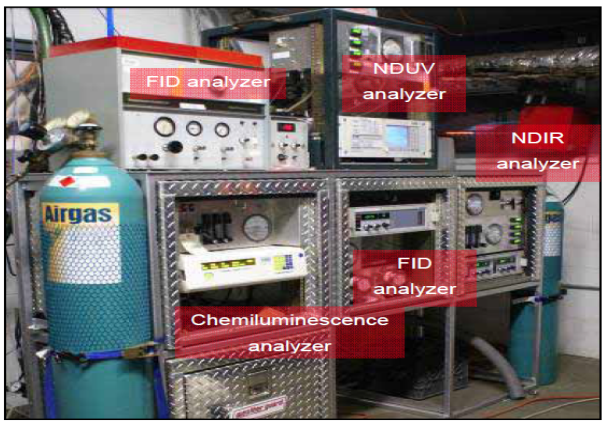


Fig. 5: *Exhaust Analyzer bench*

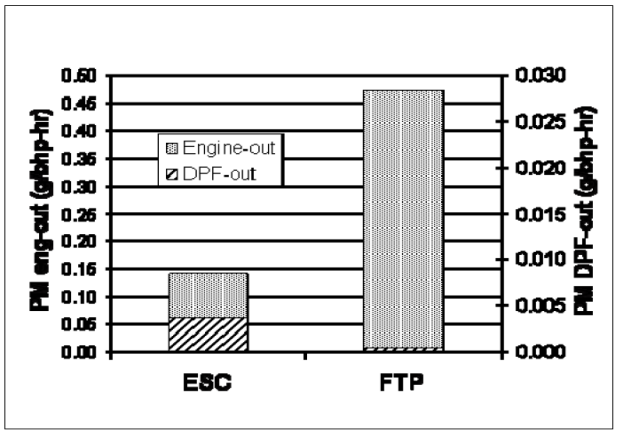


Fig. 6: *Impact of DPF on brake-specific PM results over the ESC and FTP test cycles*

2.7 SCR-out results and Durability Test

For the low-NOx tuning, the base NOx, (bsNOx) was 0.19 g/bhp-hr over the ESC cycle and 0.23 g/bhp-hr for FTP; thus, the NOx target was achieved by means of the low-NOx tuning. Two different low-NOx settings/tunings, realized with similar engine-out NOx levels, but different soot loadings, were evaluated over FTP and ESC cycles. The low-NOx setting at higher engine-out PM levels revealed a lower NO2/NO ratio of about 40%, and a 12% reduction in the overall SCR efficiency, shown in Fig. 7.

An explanation could be presented for the observed differences between the low- NOx and low-FC setting. The low-NOx diagram produces higher PM at the engine-out, and for temperatures higher than 250-300˚C, which is the temperature at which the passive regeneration occurs, the NOx ratio was found to be lower than the low-FC ratio; thus for those temperatures the low-NOx SCR efficiency becomes lower than the low-FC efficiency. On the other hand, for lower temperatures (<250˚C), where passive regeneration does not occur, the higher temperature of the low-NOx setting benefits the SCR efficiency, which results in a higher efficiency than the low-FC one. This can also be attributed to the NOx ratio, which is close to unity (1) for the low-NOx calibration, Fig. 7.

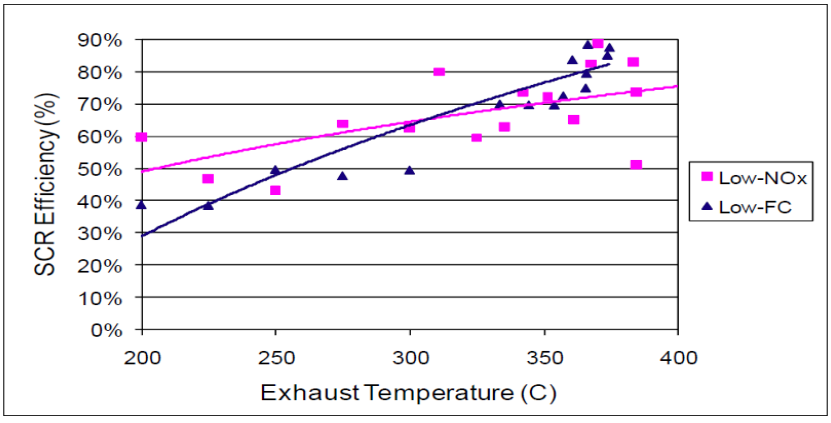


Fig. 7: *SCR efficiency for low-NOx and low-FC settings*

Furthermore, higher temperatures could be generated in the exhaust by employing higher rates of EGR and the target should be better values of NO2/NO ratio. In this direction, the amount of catalyst in the DOC can also be varied so that enough NO2 is available at the different engine modes to boost the SCR efficiency.

The exhaust aftertreatment system was tested over a 300 hr durability cycle. The cycle was designed to represent the in-use operation of an engine employed in off-road drill rigs platforms. The cycle consisted of three modes: mode 1 (idle), mode 7 (low speed/low load) and

mode 10 (high speed/high load) of the ESC cycle. At the end of the 300 hr durability test the base NOx was found to be slightly higher. The SCR efficiency was reduced by approximately 3%, and at the same time a slight reduction (1%) in the NO2/NO ratio was observed.

3. Conclusion:

The 2004 Caterpillar 3412 engine, retrofitted and programmed with the low-NOx tuning and integrated with the aftertreatment system, was developed to meet the 2010 emission limits. The best tailpipe base NOx result was obtained with the low-NOx/low-PM setting, which produced 0.19 g/bhp-hr over the ESC cycle and 0.23 g/bhp-hr for FTP. These levels were met without any significant ammonia slip, below 10 parts per million (ppm), which indicated an accurate urea calibration. The low engine-out NOx (slightly below 1 g/bhp-hr), and the SCR efficiency of 77% enabled attainment of the 2010 NOx standards. The high engine-out PM over an FTP (0.3 g/bhp-hr) was efficiently filtered by the DPF to the regulated standard of 0.01 g/bhp-hr. The DOC oxidized nearly 100% of the total HC and 99% of the CO emissions to well below the regulatory standards, even though high concentration peaks were observed at the tailpipe during acceleration events. Variable urea injection points and several mixing devices were evaluated. Considerable improvement in the SCR conversion efficiency was observed over the ESC cycle, which lead to an additional NOx reduction of 20%.

Acknowledgements

The testing for this study was possible and conducted using the Diesel Program Engineering Laboratory (DPEL) at Laramie County Community College, School of Business, Ag and Technical Study, Cheyenne WY, and test equipment provided by Western Environmental Services and Testing (WEST), INC., Casper, WY. The authors thank for the extended support and help from DPEL team and the enormous assistants from technicians of WEST for helping with collecting the measurements and providing the software program to perform the calculations.

REFERENCES:

[1] Schmieg, J.S. and Lee, J.-H., (2005), “Evaluation of Supplier Catalyst Formulations for the Selective Reduction of NOx with Ammonia,” SAE 2005-01- 3881

[2] Conway, R., Chatterjee, S., Beavan, A., Goersmann, C. and Walker, A., (2005), “NOx and PM Reduction Using Combined SCR and DPF Technology in Heavy Duty Diesel Applications,” SAE 2005-01-3548

[3] Conway, R., Chatterjee, S., Beavan, A., Lavenius, M., Viswanathan, S., Walker A. and Rawson, S., (2005), “Combined SCR and DPF Technology for Heavy Duty Diesel Retrofit,” SAE 2005-01-1862

[4] Hosoya, M., Kawada, Y., Sato, S. and Shimoda, M., “The Study of NOx and PM Reduction Using Urea Selective Catalytic Reduction System for Heavy Duty Diesel Engine,” SAE 2007-01-1576

[5] Schmieg, S., J. and Lee, J.H., (2005), “Evaluation of Supplier Catalyst Formulations for the Selective Catalytic Reduction of NOx with Ammonia,” SAE 2005-01-3881

[6] Chi, J., N., and DaCosta, H.F.M., (2005), “Modeling and Control of a Urea-SCR Aftertreatment System,” SAE 2005-01-0966

[7] Walker, A.P., Allansson, R., Blakeman, P.G., Lavenius, M., Erkfeldt, S., Landalv, H., Ball, W.F., Harrod, P., Manning, D. and Berneggar, L., (2003), “ The Development and Performance of the Compact SCR-Trap System: A 4-Way Diesel Emission Control System,” SAE 2003-01-0778

[8] Servati, H., Petreanu, S. and Marshall, S., (2005), “A NOx Reduction Solution for Retrofit Application: A Simple Urea SCR Technology,” SAE 2005-01-1857

[9] Ohno, K., Shimato, K., Taoka, N., Santae, H., Ninomiya, T. and Komori, T., (2005), “Characterization of SiC-DPF for Passenger Car,” SAE 2005-01-0185

[10] Laxders, H., Backes, R., Haxthwohl, G., Ketcher, D. A., Horrocks, R. W., Hurley, R.G. and Hammerle, R. H., (1995), “A Urea Lean NoDx Catalyst System for Light Duty DV,” SAE 952493

[11] http://www.ecfr.gov/

Contact Information: Despina Nikolova, WY/DEQ, Air Quality Division, Title V Operating Permits Program; despina.nikolova@wyo.gov, phone: USA-307-777-7334; 307-920-3071

The paper has been reviewed:

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПЕРЕДАТОЧНОГО БРОЯ ДВОЙНА С УПРАВЛЕНИЕ НА ПОЛУРЕМАРКЕТА

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ДВОЙНОГО ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУПРИЦЕПОМ

TO DETERMINATION OF GEAR-RATIO DOUBLE MANAGEMENT DRIVE BY SEMITRAILER

Vladimir Sakhno, Viktor Polyakov, Dmitriy Moysya, Aleksey Lysenko

Abstract. Methodology of calculation of transmission relation of double drive of management offers by a semitrailer through the parameters of motion of lorry convoy. It is shown that at determination of transmission relations on an offer law a lorry convoy with a long-wheelbase semitrailer conforms to the requirements of normative documents in relation to manoeuvrability.
Keywords: lorry convoy, guided semitrailer, manoeuvrability

1. Введение:

Во многих отраслях промышленности все большее значение приобретает быстрая и экономичная доставка неделимых крупногабаритных грузов. Обеспечение необходимой для этого грузоподъемности подвижного состава и мощности его двигателя в одном транспортном средстве в современном автомобилестроении не представляет сложности.

Перевозка негабаритных грузов осуществляется, как правило, автомобильными поездами, в состав которых входят седельный автомобиль-тягач и полуприцеп.

Повышение производительности автопоезда возможно за счет полного использования грузоподъемности автопоезда и его габаритной длины. Однако увеличение длины автопоезда без соответствующего выбора ряда параметров ухудшает его эксплуатационные свойства, в частности маневренность. Обеспечение необходимых для конкретных условий эксплуатации параметров маневренности и устойчивости длиннобазных автопоездов является важной и не полностью решенной задачей. Решение этой задачи стало возможным при оборудовании полуприцепов управляемыми колесами. Выбор и анализ оптимального закона управления колесами полуприцепа, а также конструктивных параметров таких автопоездов приобретает особенное значение в связи с перспективой их широкого использования, что определяет актуальность исследований.

В странах ЕС, как наиболее промышленно развитых, существуют ограничения на величину радиусов поворота и ширину коридора, который занимает автотранспортное средство при осуществлении поворота. Эти ограничения обусловлены требованиями маневренности к автопоездам и составляют: внешний радиус поворота – не более 12,5 м; внутренний радиус поворота – не менее 5,3м при действующих ограничениях габаритной длины одиночного транспортного средства – 12 м, сочленовного автобуса – 18 м, автопоезда «автомобиль - прицеп» - 18,35 м, автопоезда «автомобиль - полуприцеп» - 16,5м [1].

Отмеченные требования вынуждают при изготовлении длиннобазных полуприцепов (база полуприцепа превышает две базы тягача) разрабатывать конструкции, которые имеют управляемые или самоустанавливаемые колеса (оси).

2. Изложение:

Для управления прицепными звеньями применяются приводы с разными типами управляющих связей: прямой, обратной, комбинированной (двойной). Отличие между типами управляющих связей заключается в функциональной зависимости параметров, которые характеризуют кинематику движения автопоезда.

Уравнение работы любой системы управления поворотом может быть представлено в виде [2]

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma,$$

где $\Delta\alpha$ - изменение угла складывания;

$\Delta\gamma$ - соответствующее изменение приведенного угла поворота управляемых колес полуприцепа;

u - угловое передаточное отношение повода управления.

Работа системы управления поворотом осей (колес) полуприцепа и прицепа основана на изменении углов складывания при прохождении закруглений дорог. Углом складывания автопоезда принято называть угол, который образуется между продольными осями звеньев автопоезда в процессе криволинейного движения. Различают первый и второй углы складывания, измеренные соответственно между продольными осями каждой пары звеньев автопоезда. Для первой пары звеньев первый угол складывания определяют как угол между продольными осями тягача и полуприцепа, второй – между продольными осями остова полуприцепа и его ходовой тележки. Среди существующих систем управления наибольшее распространение получили системы автоматического управления непосредственного действия. При этом поворот управляемых колес (осей) полуприцепа (прицепа) осуществляется за счет их «жесткой» кинематической связи с задающими органами (управляемыми колесами, рамой тягача или полуприцепа) при взаимном повороте звеньев транспортного средства. Усилие, необходимое для взаимного поворота звеньев автопоезда и обеспечения поворота управляемых осей (колес) полуприцепа (прицепа), создается за счет реакций боковых сил на колесах автомобиля-тягача и передается механическими (тросовыми или рычажными) или гидравлическими (гидростатическими) системами к управляемым колесам (осям) полуприцепа (прицепа). При этом поворот управляемых колес (осей) полуприцепа может осуществляться в зависимости от первого угла складывания (прямая управляющая связь), второго угла складывания (обратная управляющая связь), или от первого и второго углов складывания (двойная управляющая связь).

Для обеспечения следования полуприцепа траекторией тягача передаточное отношение системы управления полуприцепом должно изменяться в пределах от ∞ до 0 с разной интенсивностью в зависимости от режимного коэффициента поворота. Создание такой оптимальной системы управления для полуприцепов представляет определенные трудности в связи с тем, что поворот колес полуприцепа должен осуществляться в зависимости от поступательной скорости движения автопоезда и угловой скорости поворота управляемых колес тягача, а ее конструктивное исполнение будет слишком сложным. Вместе с тем, экспериментальные исследования маневренности автопоездов показали, что даже для систем механического управления, которые реализуют двойную управляющую связь, можно достичь минимальных отклонений траектории полуприцепа относительно траектории тягача [3].

Выбору и обоснованию передаточных отношений двойного привода управления посвящены работы [3 - 6]. Так, в работе [6] определены передаточные отношения двойного повода управления, исходя из кинематики поворота автопоезда на жестких в боковом направлении колесах, а в работах [4], [5] – проанализировано влияние параметров двойного привода управления полуприцепом на показатели устойчивости движения автопоезда. Однако, учет реальных характеристик шин может изменить оптимальное значение передаточного отношения двойного привода управления полуприцепом.

Целью работы является определение передаточных отношений привода управления полуприцепом с учетом бокового увода шин автопоезда.

Дифференциальные уравнения движения автопоезда в составе автомобиля-тягача, полуприцепа с двойным приводом управления и управляемой осью записаны в виде

$$
\begin{aligned}
&-m\times(\dot{v}-\omega\times u)-X_2-X_{21}-XB\times cos\varphi_1-YB\times\sin\varphi_1=0;\\
&-m\times(\dot{u}+\omega\times v)+Y_2+Y_{21}-YB\times\cos\varphi_1+XB\times\sin\varphi_1=0;\\
&-I\times\dot{\omega}+a\times(Y_1\cos\theta-X_1\sin\theta)-b\times Y_2-bbY_{21}+\\
&+c\times(YB\times\cos\varphi_1+XB\times\sin\varphi_1)-MB=0\\
&I_1\times\dot{\omega}_1+YA\times\lambda\times\cos\theta-XA\times\lambda\times\sin\theta=0;\\
&-I_2\times\dot{\omega}_2+d_1\times YB+c_{13}\times(XC\times\sin\varphi_2+YC\times\cos\varphi_2)=0;\\
&-I_3\times\dot{\omega}_3+d_2\times YC-b_{21}(Y_{31}\cos\theta_{31}+X_{31}\sin\theta_{31})-\\
&-b_{22}Y_{32}-b_{23}Y_{33}+c_2\times(XE\times\sin\varphi_2+YE\times\cos\varphi_2)=0;\\
&-I_{31}\times\dot{\omega}_{31}+d_{31}\times YE-PCH\times MB=0,
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

где m – масса автомобиля-тягача;

I, I_1, I_2, I_3, I_{31} – соответственно моменты инерции автомобиля-тягача, его управляемого колесного модуля (УКМ), остова полуприцепа, тележки полуприцепа и ее управляемого колесного модуля;

ω, ω_1, ω_2, ω_3, ω_{31} – угловые скорости поворота соответствующих звеньев автопоезда;

v, u – продольная и поперечная скорости центра масс тягача;

φ_1, φ_2 – первый и второй углы складывания;

X_1, X_2, X_{21}, Y_1, Y_2, Y_{21}, X_{31}, X_{32}, X_{33}, Y_{31}, Y_{32}, Y_{33}, – продольные и поперечные реакции на колесах автомобиля-тягача и тележки полуприцепа;

XA, XB, XC, XE, YA, YB, YC, YE – продольные и поперечные реакции в точках соединения УКМ автомобиля-тягача, автомобиля-тягача и полуприцепа, полуприцепа и тележки, тележки и ее УКМ;

MB – момент сопротивления повороту управляемой оси полуприцепа;

PCH – передаточное отношение привода управления;

λ, a, b, bb, b_{21}, b_{22}, b_{23}, d_1, d_2, d_{31} – геометрические параметры автопоезда;

θ, θ_{31} – углы поворота УКМ тягача и полуприцепа.

Цель введения управления полуприцепом – уменьшение габаритной полосы движения для достижения необходимых параметров маневренности, например, при круговом движении, для чего должно выполняться равенство RB = RE.

Далее представлен алгоритм определения передаточного отношения привода управления поворотной осью полуприцепа с учетом реальных характеристик шин (фиг. 1).

Алгоритм определения передаточного отношения привода управления поворотной осью полуприцепа включает:

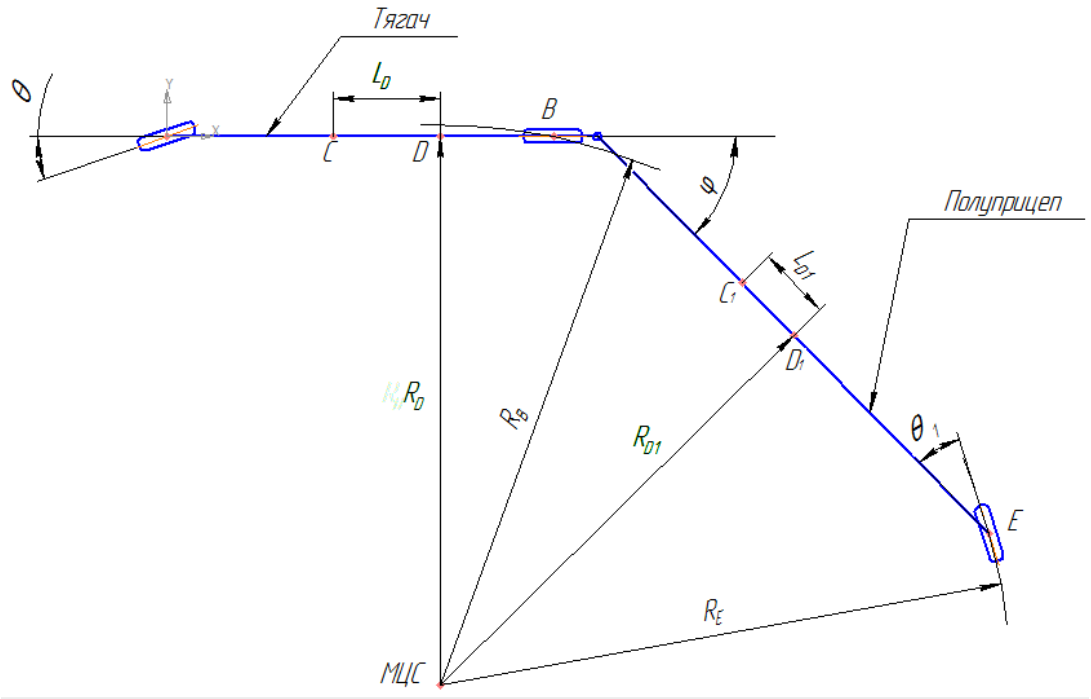
1. Определение множества стационарных режимов автопоезда.

Для определения множества стационарных режимов необходимо исходную систему уравнений (1) линеаризовать. Решение линеаризованной системы уравнений (1) дает следующие значения фазовых переменных в общем виде:

$$
u=\frac{k_1\left(-v^2(m\,a\,L_1+m_1\,b_1\,(a+c))+l\,b\,k_2\,L_1\right)v}{v^2((b\;k_2-a\;k_1)(m\;L_1+m_1\,b_1)-c\,m_1\,b_1(k_1+k_2))+l^2k_1k_2\,L_1+2\,k_1\,k_2\,L_1\,a\,b}\cdot\theta; \qquad (2)
$$

$$
\omega=-\frac{k_1\,k_2\,l\,L_1\,v}{((k_1\,a-k_2b)\,L_1\,m+((a+c)\,k_1+(c-b)\,k_2)\,b_1\,m_1)\,v^2-k_1\,k_2\,l^2\,L_1}\cdot\theta; \qquad (3)
$$

$$\varphi_1 = -\frac{(((-b_1 k_3 (a+c)+d_1 k_2 l)m_1 - k_3 amL_1)v^2 + ((l-c)a+(b+c)b-l)k_2 k_3 L_1)k_1}{(1+PCH)k_3 (((m_1 b_1 + mL_1)(k_2 b - k_1 a) - m_1 k_2 L_1 c)v^2 + k_1 k_2 l^2 L_1)} \cdot \theta. \quad (4)$$



Фиг. 1. Схема автопоезда с управляемым полуприцепом на повороте

2. Определение параметров траектории движения характерных точек полуприцепа:

$$R_D = \frac{v}{\omega};\ L_D = \frac{u}{\omega};\ R_{D1} = \frac{v_1}{\omega};\ L_{D1} = \frac{u_1}{\omega}. \quad (5)$$

3. Определение радиусов траектории характерных точек полуприцепа:

$$R_B = \sqrt{R_D^2 + (CB - L_D)^2};\ \ R_E = \sqrt{R_{D1}^2 + (C_1E - L_{D1})^2}. \quad (6)$$

4. Определение второго угла складывания

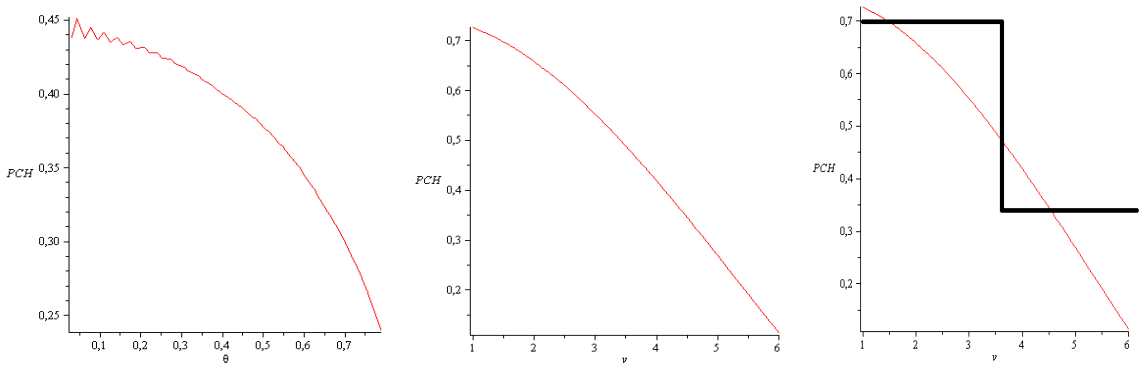
$$\varphi_2 = arctg\frac{D_1E}{R_{D1}} \quad (7)$$

5. Определение передаточного отношения механизма управления осью полуприцепа (РСН).

$$PCH = \frac{\varphi_2 + \theta_{31}}{\varphi_1} \quad (8)$$

Из (8)следует, что передаточное отношение привода управления полуприцепом зависит как от кинематических параметров движения *v*, *u*, *ω* (2) –(5), так и от конструктивных параметров автопоезда и угла поворота УКМ. На фиг. 2.5 і 2.6

представлены зависимости передаточного отношения привода управления полуприцепом от угла поворота УКМ и скорости движения автопоезда, управляемых колес тягача и скорости движения автопоезда.



а) *б*) *в*)

Фиг. 2. Зависимость передаточного отношения привода управления от угла поворота УКМ (а), скорости движения автопоезда (б) и апроксимация закона управления ступенчатой функцией (в)

Анализ данных фиг. 2 показывает, что увеличение передаточного отношения привода управления полуприцепом приводит к уменьшению габаритной полосі движения автопоезда, в то время как уменьшение PCH приводит к улучшению устойчивости его движения. Апроксимация закона управления ступенчатой функцией при передаточных отношениях первой ступени 0,7 и второй ступени 0,35 обеспечивает автопоезду выполнение требований DIRECTIVE 2002/7/EC относительно маневренности.

3. Заключение:

Разработана методика опредения передаточного отношения двойного привода управления полуприцепа через параметры движения автопоезда. Показано, что при определении передаточных отношений по предложенному закону автопоезд с длиннобазным полуприцепом соответсвует требованиям нормативных документов относительно маневренности.

Литература:

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.
2. Zakin Ya.H. Manevrennost avtomobilya i avtopoezda. – M.: Transport, 1986. – 137 s.
3. Sahno V.P. K razrabotke algoritma upravleniya polupritsepom sedelnogo avtopoezda / V.P.Sahno, V.M.Bosenko, P.O.Gumenyuk // Vestnik Natsionalnogo transportnogo universiteta. – K.: NTU, 2013. – Vyipusk 28.
4. Sahno V.P. Anallz stlykostl I manevrenostl avtopoYizda z sistemoyu upravllnnya kutami skladannya yogo lanok / V.P.Sahno, V.G.Verbitskiy, O.A.Englezl, V.M.Sondak V.M. // Avtoshlyahovik Ukrayini. Okremiy vipusk. Vlsnik PNTs TAU. –2006. Vipusk 9.
5. Sahno V.P. Do viznachennya pokaznikIv stlykostl ruhu avtopoYizda z komblnovanoyu sistemoyu upravllnnya naplvprichepom /V.P.Sahno, V.M.Sondak, O.A.Englezl, O.A.Veremchuk // Vlsnik Natslonalnogo transportnogo unlversitetu: V 2-h chastinah: Ch.1.–K., NTU, 2006.– Vip.13.
6. Sahno V.P. Anallz krivollnlynogo ruhu avtopoYizda za podvlynogo privodu upravllnnya na perednyu vls naplvprichepa / V.P.Sahno, V.M.Polyakov, V.M.Bosenko, D.L.Moysya // Vlsnik Natslonalnogo transportnogo unlversitetu. – K.: NTU, 2013. – Vipusk 28.

Контакты:

Владимир Сахно, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 42 52; e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Виктор Поляков, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 59 93; e-mail: poljakov_2006@ukr.net.

Дмитрий Мойся, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 42 52.

Алексей Лысенко, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 42 52.

ПРОДУКТИ НА ТОПЛИННА И УЛТРАЗВУКОВА ОБРАБОТКА РАСТИТЕЛНИ МАСЛА

ПРОДУКТЫ ТЕРМИЧЕСКОЙ И УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОБРАБОТКИ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ

THE PRODUCTS OF THERMAL AND ULTRASONIC TREATMENT VEGETABLE OILS

V.F. Kalinin, V.A. Markov, S.A. Nagornov, A.N. Zazulja

Abstract. During the heat treatment and ultrasonic treatment oils processes of destruction and polymerization and cis-trans isomerization of molecules triacylglycerols occurs. Vegetable oil after ultrasonic influence may be used as a component of fuel or raw material for organic synthesis.
Keywords: vegetable oil, heat treatment, ultrasonic vibration, cavitation.

1. Въведение:

В связи с возрастающим парком автотракторной техники, истощением природных запасов нефти и усиливающимся загрязнением природной среды выбросами отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, в фокусе внимания научной общественности стоит глобальная проблема поиска и перехода к экологически чистым топливно-энергетическим ресурсам. Выход из сложившейся ситуации многие видят в разработке возобновляемых источников сырья, в частности, биотоплива. Однако в силу роста разведки крупных нефтяных месторождений и усовершенствования процессов нефтепереработки ископаемые моторные топлива пока являются более дешевыми в сравнении с биотопливом. Вместе с тем, по мнению авторитетных экспертов, источники ископаемых энергоресурсов практически выработаны или подходят к своему истощению, а разведка труднодоступной нефти требует больших капиталовложений, поэтому использование биотоплива становится оправданным. В конечном итоге, человечество неизбежно должно менять сырьевую базу первичных энергоресурсов, увеличивая долю возобновляемых источников энергии. На 3-й Общероссийской конференции «Государственная политика в области энергоэффективности и энергосбережения» (Москва, 26 апреля 2012 г.) отмечено, что *топливо, произведенное из возобновляемой биомассы, это не альтернативное топливо, а топливо будущего* – «Топливу быть!».

2. Изложение:

Для дизельных двигателей основной интерес представляют биотоплива из растительных масел. Однако использование растительных масел в качестве альтернативного дизельного топлива без изменения конструкции двигателя невозможно из-за его высокой вязкости и склонности к лако- и нагарообразованию. Даже при работе на смеси растительного масла и товарного нефтяного дизтоплива не удаётся избежать негативных последствий для двигателя. Причиной этих явлений, на наш взгляд, является термодеструкция растительных масел, обусловленная строением его компонентов.

Основным компонентом растительных масел являются триацилглицерины — сложные эфиры высших алифатических, в основном непредельных, кислот и трёхатомного спирта глицерина. Триацилглицерины не являются природными полимерами, но их молекулярная масса довольно велика (колеблется в пределах 800…900 г/моль). Вследствие этого давление паров растительных масел очень мало и кипят они только в глубоком вакууме. Осуществить перегонку при атмосферном давлении и определить фракционный состав растительных масел невозможно — при атмосферном давлении они перегоняются с разложением, жидкость после перегонки представляет собой смесь продуктов деструкции, окисления и полимеризации.

Для исследования термодеструкции сложных эфиров глицерина и высших карбоновых кислот применили термическую обработку рапсового и льняного масла в

стандартном аппарате для определения фракционного состава. Исследовалось высокоолеиновое рапсовое масло с содержанием олеиновой кислоты 59,1 %. Олеиновая кислота содержит в углеводородном радикале только одну кратную связь. Льняное же масло отличается самым высоким содержанием линоленовой кислоты (три двойные связи) – 46,7 %.

Триацилглицерины льняного масла, содержащие остаток кислоты с большим числом кратных связей будет более подвержена термическому воздействию, чем триацилглицерины высокоолеинового подсолнечного масла. Большинство других растительных масел имеют в своём составе промежуточное количество олеиновой, линоленовой и линолевой (две двойные связи) кислот. Следовательно, изменение их свойств при термодеструкции будет укладываться в интервал, заданный продуктами деструкции подсолнечного и льняного масел. Продукты термодеструкции отличались по своим физико-химическим характеристикам от исходных масел (табл. 1).

Табл.1. Физико-химические характеристики растительных масел и продуктов их термодеструкции

Физико-химические характеристики	Подсолнечное масло		Льняное масло	
	исходное	продукт деструкции	исходное	продукт деструкции
Плотность при 20°С, кг/м^3	920,0	872,0	935,0	879,0
Вязкость кинематическая 20 °С, мм^2/с	60,3	15,3	58,6	14,8
Кислотное число, мг КОН/1 г масла	0,4	1,5	0,5	1,6
Температура вспышки, °С	170	132	166	128
Температура застывания, °С	- 22	- 15	- 26	- 13
Йодное число, г I_2/100 г масла	121	136	172	183

Температуры вспышки и застывания продуктов деструкции ниже, чем у исходных масел, что доказывает расщепление связей углерод-углерод и разукрупнение молекул триацилглицеринов. Молекулярная масса и размер молекул уменьшается, что влечёт за собой снижение плотности и кинематической вязкости по сравнению с исходными маслами. Но и плотность, и вязкость всё ещё сильно отличаются от соответствующих характеристик товарного нефтяного дизельного топлива. Несколько увеличивается йодное число продуктов деструкции, что доказывает образование большего числа двойных связей, чем в исходных маслах.

Увеличение такого показателя как кислотность, показывает, что кроме реакций деструкции в присутствии кислорода воздуха протекают и реакции окисления образующихся органических соединений, это повышает коррозионную агрессивность продукта деструкции как предполагаемого компонента смесевого дизельного топлива.

Поскольку физико-химические свойства продуктов термической деструкции растительных масел определяются их строением, изучили компонентный состав полученных продуктов, разделив продукты перегонки на 4 фракции. Для определения строения продуктов термической обработки (в том числе идентификации функциональных групп) применяли метод инфракрасной спектроскопии с использованием ИК-Фурье спектрометра «Infralum FT-801» и метод электронной спектроскопии с использованием спектрофотометра «СФ 2000».

Анализ ИК-спектров льняного и подсолнечного масел показал их практическую идентичность, так как их составы довольно близки между собой, а функциональные группы, присутствующие в молекулах масел, абсолютно тождественны. Незначительно различаются на этих спектрах частотные характеристики сигналов, соответствующих углеродному скелету жирно-кислотных фрагментов молекулы, что легко объяснимо имеющимися различиями в количественном составе.

Спектры продуктов термической обработки заметно отличаются от спектров исходных масел. Так, в спектре первой фракции перегонки (плотность 814 кг/м^3) отсутствует полоса валентных колебаний карбонильной группы (связи С=О),

соответствующая сложным эфирам (1745 $см^{-1}$), но имеется новая интенсивная полоса, сдвинутая в низкочастотную область, что соответствует димерам карбоновых кислот: 1713 $см^{-1}$. Кроме того, наблюдаются характерные для кислот колебания гидроксильной группы, лежащие в области 3420 $см^{-1}$ (широкая слабая полоса). Можно сделать вывод о том, что в первые же минуты перегонки образуются карбоновые кислоты, увеличивающие коррозионную агрессивность масла как компонента смесевого топлива.

Одна из полос (при 3011 $см^{-1}$), отнесённая нами в спектре растительного масла к валентным колебаниям связи С – Н непредельного соединения в цис-конфигурации в спектре продукта перегонки отсутствует, хотя полоса в области 724 $см^{-1}$, относящаяся к неплоским деформационным колебаниям той же связи становится менее интенсивной, но не исчезает. Одновременно с этим в спектре появляются новые полосы при 966 и 1287 $см^{-1}$, соответствующие неплоским и плоским деформационным колебаниям двойной связи в более устойчивой транс-конфигурации. Это является доказательством того, что в процессе термического воздействия происходит цис-транс-изомеризация двойных связей. Аналогичные процессы происходят при нагревании биодизельного топлива (метиловых эфиров растительных масел) [1,2]. Присутствие непредельных соединений в транс-конфигурации приводит к увеличению температуры плавления и кипения, что приводит к неполному сгоранию растительных масел в случае их использования как компонентов смесевого топлива. Слабая полоса при 2676 $см^{-1}$, вероятно относятся к колебаниям карбонильной группы алифатических альдегидов, являющихся промежуточными продуктами окисления углеводородов.

Полосы в области 911 и 941 $см^{-1}$ характеризуют неплоские деформационные колебания алкенов с концевой двойной связью. Уже в начале перегонки происходит термодеструкция углеводородных радикалов карбоновых кислот, входящих в состав триацилглицеринов, при этом в месте разрыва связи углерод-углерод возникает концевая двойная связь. Увеличение при высоких температурах содержания непредельных соединений в результате термодеструкции приведёт к увеличению скорости реакций полимеризации и поликонденсации, следствием чего может являться нагаро- и лакообразование на деталях двигателя, если растительное масло используется в качестве топлива.

Так, в спектре второй фракции одновременно присутствуют полоса валентных колебаний карбонильной группы (связи С=О), соответствующая сложным эфирам (1745 $см^{-1}$), и ещё практически равная по интенсивности более низкочастотная полоса, соответствующая димерам карбоновых кислот: 1713 $см^{-1}$. Также наблюдаются характерные для кислот колебания гидроксильной группы, лежащие в области 3450 $см^{-1}$ (широкая слабая полоса). При повышении температуры продолжают образовываться карбоновые кислоты, но ещё более интенсифицируются полимеризационные процессы триацилглицеринов и образуются полимерные соединения, содержащие сложноэфирную связь. Образование полимеров подтверждается увеличением плотности этой фракции (954 $кг/м^3$, выше, чем у исходного масла).

Появившиеся в спектре первой фракции полосы при 966 и 1287 $см^{-1}$, соответствующая колебаниям двойной связи в транс-конфигурации присутствуют и во второй фракции, значит при увеличении температуры цис-транс-изомеризация двойных связей не прекращается.

Полосы в области 911 и 941 $см^{-1}$ практически исчезли, что может свидетельствовать или о замедлении процессов термодеструкции углеводородных радикалов карбоновых кислот и образования новых непредельных соединений с концевой двойной связью или о том, что вновь возникающие соединения вступают в реакции полимеризации как раз по этой связи.

При продолжающемся нагревании увеличения температуры выделяющихся фракций не отмечается. Напротив, температура паров снижается, при этом всё более интенсивной становится полоса при 1713 $см^{-1}$, характерная для карбоновых кислот. Следовательно, при продолжительном нагревании увеличивается скорость деструктивных и

окислительных процессов, а значит и коррозионная агрессивность масел как компонентов смесевых топлив. Полимеризационные процессы при этом продолжаются, так как плотность последних фракций становится ещё выше (962 кг/м^3).

Также снижается интенсивность полосы, характерной для цис- конфигурации двойной связи, что может быть связано с продолжающейся при высоких температурах цис-транс-изомеризацией.

Таким образом, непосредственное использование растительного масла в качестве топлива для дизельных двигателей нецелесообразно.

Для того чтобы растительное масло можно было использовать в качестве компонента моторного или котельного топлива, необходимо разукрупнить молекулы триацилглицеринов с образованием новых, не свойственных маслу соединений, имеющих другие физико-химические характеристики.

Для этого растительное масло можно подвергнуть физическому воздействию (например, ультразвуковому, генерирующему поле кавитации), приводящему к разрыву химических связей в молекулах триацилглицеринов высших непредельных алифатических кислот и к изменению как коллоидной, так и химической структуры растительных масел.

С этой целью можно использовать активатор, в состав которого входит ультразвуковой генератор. Рабочий узел активатора — трубчатый волновод из легированной стали 12Х18Н10Т. В центре трубчатого волновода установлен магнитостриктор ПМС-15-22, соединенный с ультразвуковым генератором УЗГ-3-4 генерирующего колебания мощностью 600 Вт. Система охлаждения магнитостриктора имеет замкнутый контур. Прокачивание охлаждающей жидкости осуществляется насосом с частотной регулировкой. Антенны, размещенные в рабочей зоне активатора, излучают ультразвуковые колебания. При этом происходит деструкция молекул триацилглицеринов растительных масел. В результате обработки масла ультразвуковым физическим воздействием изменяется радиус ядра и толщина адсорбционно-сольватной оболочки сложной структурной единицы, которая является элементом дисперсной системы. Изменение баланса сил между частицами дисперсной системы и уменьшение размеров дисперсных частиц вследствие комплексного физического воздействия позволяет изменить коллоидную структуру масла и приводит к образованию в жидкости разрывов, то есть мельчайших пузырьков, заполненных газом и паром. Как правило, кавитационные пузырьки долго не живут: уже следующая за разрежением фаза сжатия приводит к захлопыванию большей их части. При захлопывании кавитационного пузырька выделяется энергия, пропорциональная произведению массы движущейся жидкости на квадрат скорости ее движения. Поскольку выделяющаяся энергия превышает энергию связи атомов в молекуле, то связь разрывается. В первую очередь разрываются менее прочные связи. Для триацилглицеринов растительного масла это, в первую очередь, σ - связи углерод-углерод, находящиеся в β- положении к двойным связям C = C или C = O. В результате образуются непредельные соединения, имеющие меньшую молекулярную массу, чем исходные триацилглицерины. Воздействие на масло осуществляется в воздушной среде и сопровождается звукохимическими реакциями с образованием пероксидных соединений или реакциями крекинга углеводородов. Соединения такого типа неустойчивы, легко образуют радикалы и являются инициаторами радикальных реакций в органических средах. Следствием протекания звукохимических реакций в обрабатываемом растительном масле является разукрупнение молекул триацилглицеринов с образованием новых, не свойственных им органических соединений. Обработанное таким образом масло можно применять в качестве компонента моторных или котельных топлив, а также в качестве сырья для тонкого органического синтеза [3].

Обработка ультразвуковыми колебаниями рапсового масла привела к изменению его физико-химических характеристик. Изменяются такие показатели, как плотность, вязкость, фракционный состав (табл. 2).

Табл.2. Характеристики исходного и обработанного масла.

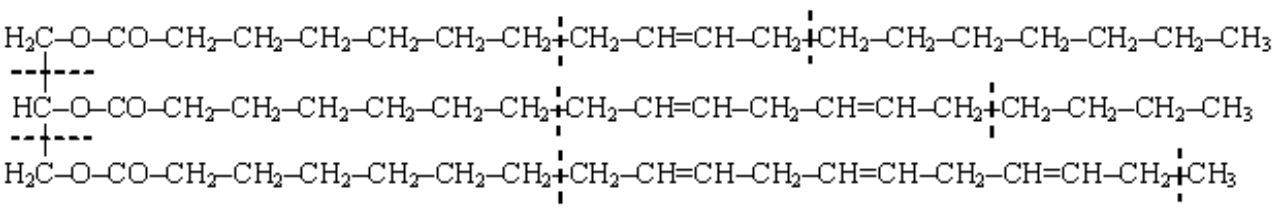
Наименование показателей	Исходное масло	Обработанное масло
Плотность при 20 °С, кг/м^3	910	880
Вязкость при 40 °С, мм^2/с	27,0	12,1
Фракционный состав, °С: Начало кипения 50 % (об.) 96 % (об.) Конец кипения	 300 перегоняется 15 %, далее - разложение	 130 270 315 320

Качественный анализ обработанного и необработанного масла показал, что оба продукта дают идентичные аналитические реакции — присутствие двойных связей и сложноэфирной группы. Как и следовало ожидать от непредельных соединений, при контакте с маслом до и после обработки, происходит обесцвечивание бромной воды, а также изменение окраски нейтрального раствора перманганата калия, сопровождающееся выпадением коричневого осадка оксида марганца (IV). Мгновенное исчезновение окраски брома и перманганата калия свидетельствует о наличии скорее двойной, а не тройной связи в соединениях. Но раствор брома также обесцвечивается соединениями, содержащими подвижный водород (фенолы, ароматические амины, третичные углеводороды). Однако при этом происходит реакция замещения с выделением бромоводорода, присутствие которого с помощью влажной индикаторной бумаги синего лакмуса или конго в продуктах обработки и исходном масле не обнаружено.

При анализе сложных эфиров используют их способность омыляться под действием щелочей. К анализируемым веществам прибавляют несколько капель фенолфталеина и 0,1 н. раствор гидроксида натрия в метаноле до появления малинового окрашивания смеси; нагревают на водяной бане. Исчезновение окрашивания указывает на связывание щелочи кислотой, образовавшейся в результате гидролиза сложного эфира. Эта реакция подтверждает присутствие в образце сложного эфира и даёт положительный результат как в необработанном, так и в обработанном образцах.

Реакция с гидроксидом меди (II) служит для определения в смеси двух-, трех- и многоатомных спиртов. Образования темно-синего раствора комплексной соли (глицерата меди) не наблюдается ни в одной пробе. Значит, разрыва σ- связи С – О с образованием глицерина не происходит. Качественные реакции на другие функциональные группы (карбоксильные, карбонильные, фенольные и т.п.) отсутствуют.

Проведённые исследования физических свойств и аналитических реакций показали, что при комплексном физическом воздействии происходит, с одной стороны, разукрупнение молекул триацилглицеринов, что возможно только при разрыве связей углерод – углерод. Однако при этом качественные реакции обработанного и необработанного продуктов идентичны и выделения в чистом виде глицерина не происходит. Следовательно, разрыв происходит именно в β- положении к двойным связям С = С или С = О, с образованием новых непредельных углеводородов (из жирнокислотного радикала) и триацилглицеринов кислот меньшей молекулярной массы. Например, для смешанного триглицерида олеиновой, линолевой и линоленовой кислот основные возможные направления разрыва связей представлены на рис. 1.



Фиг. 1. Основные возможные направления разрыва связей 1-олеил-2- линолеил-3-линоленилглицерина

Масло, обработанное ультразвуковыми колебаниями, подвергали перегонке при атмосферном давлении. В процессе перегонки при атмосферном давлении обработанного масла образуется дистиллят изумрудно-зелёного цвета, аналитические реакции которого показывают наличие не только двойной связи и сложноэфирной группы, но и присутствие карбонильной и карбоксильной групп. Вероятно, при высоких температурах перегонки продолжаются и ускоряются химические реакции, начало которым было положено при комплексном физическом воздействии. Появление в процессе перегонки кислородсодержащих соединений косвенно подтверждает образование пероксидов на стадии ультразвуковой обработки. Окисление пероксидов может привести к получению карбонильных соединений и карбоновых кислот. Для обработки нами использовалось нерафинированное рапсовое масло желтовато-зелёного цвета. Зелёный цвет обязан присутствием в нерафинированном масле хлорофилла, маскирует его и придаёт маслу желтоватый цвет β- каротин. Изумрудная окраска дистиллята может объясняться тем, что молекулы β- каротина, содержащие кратные связи, при нагревании разрушаются, а порфириновый комплекс хлорофилла в этих условиях более устойчив. Выпадение обильного белого осадка при добавлении раствора нитрата свинца свидетельствует о наличии в дистилляте карбоновых кислот, которые могли образоваться в процессе окисления. Образование осадка в присутствии фенилгидразина позволяет предположить наличие карбонильных соединений. Однако чёткую реакцию с реактивом Фелинга даёт только продукт, обработанный в течение менее 10 минут. Продукт 10 минутной обработки не даёт ни реакцию Фелинга, ни реакцию серебряного зеркала.

3. Заключение:

Установлено, что при более длительной обработке масла (свыше 10 минут) интенсивнее происходят процессы изомеризации и, преимущественно, образуются кетоны, а не альдегиды. Анализ фракционного состава дистиллята показал, что в его состав могут входить: метилаллилкетон ($T_{кип}$ = 150 °C) 6-метил-5-гептен-2-он ($T_{кип}$ = 174 °C), пеларгоновый альдегид ($T_{кип}$ = 190-192 °C), 2-ундецен ($T_{кип}$ = 193 °C), метилгептилкетон ($T_{кип}$ = 194 - 196 °C), метилнонилкетон ($T_{кип}$ = 226 – 228 °C), метилундецилкетон ($T_{кип}$ = 263 °C), ундециленовая ($T_{кип}$ = 257 °C) и гептандиовая кислоты, трибутират глицерина ($T_{кип}$ = 315 °C). Все эти соединения, выделенные путём фракционной перегонки, являются подходящими прекурсорами для получения жидких моторных топлив и могут служить исходным сырьём для проведения тонкого органического синтеза.

Литература:

1. Nagornov S.A., Dvoretsky S.I., Romantsova S.V., Dvoretsky D.S. *Research into the process of bio-diesel fuel production in a continuous flow apparatus with a vortex layer of magnetic elements.* Transactions TSTU, 2013, Vol. 60, № 11, p.787-790.

2. Nagornov S.A., Dvoretskiy D.S., Dvoretskiy S.I., Ermakov A.A. *Computer modelling of the methanolysis process of vegetable oil in the vortex layer reactor with the vortical layer of magnetic elements*. 8th European Congress of Chemical Engineering and the 1st European Congress of Applied Biotechnology, 25-29 September 2011, Berlin – s. 5.

3. Калинин В.Ф., Марков В.А., Нагорнов С.А., Зазуля А.Н. *Оптимизация состава биотоплива для дизелей.* Транспорт, екология, устойчиво развитие: XX научно-техн. конф. с международно участие (15-17 мая 2014 г.). Сборник доклади. – Eko Varna, 2014. – С. 156-162.

Контакт:

Калинин Вячеслав Федорович, Тамбовский государственный технический университет, советник при ректорате, д.т.н., профессор, г. Тамбов, ул. Советская, 106, к. 60,
тел.: 8(4752)63-01-77; e-mail: kalinin@tstu.ru

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ НА АТОМОБИЛЯХ КАТЕГОРИИ М3 ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ТИПА

DEVELOPMENT AND IMPLEMENTATION FOR CARS CATEGORIES M3 HYBRID POWERTRAIN SERIAL TYPE

Alex Timkov, Arthur Lutsyk, Vitaly Bochkovsky

Abstract: The introduction of hybrid powertrain in urban transport can significantly reduce the problems caused in urban areas through the use of innovative technology and vehicle technology. The development of mathematical models for the design of city buses with hybrid power plants reduces time and reduce costs.

Keywords: hybrid, sequential circuit block diagram, mathematical model, the motor-generator, the hybrid bus.

1. Введение:

Экологические проблемы и ограниченные запасы ископаемого топлива повысили интерес к альтернативным силовым установкам транспортных средств. С другой стороны, производители транспортных средств, все чаще сталкиваются с требованиями по сокращению выбросов вредных веществ транспортными средствами в соответствии с законодательством. Автобусы как средство общественного транспорта позволяют значительно уменьшить проблемы, вызванные в городских районах за счет использования инновационных технологий и технологий транспортных средств.

Развитие инновационных технологий в большей степени ориентированы на электрификацию транспортных средств, что приведет к снижению вредных выбросов, увеличению эффективности транспортных средств, улучшению характеристик, снижению расхода топлива, уменьшению шума и потенциально более низким затратам на техническое обслуживание. Технология электропривода подразумевает использованием по меньшей мере одного устройства под названием электродвигатель.

Развитие гибридных технологий для автобусов значительно возросло на протяжении последних лет. Эти технологии достигли значительных результатов в Северной Америке и Европе.

2. Изложение:

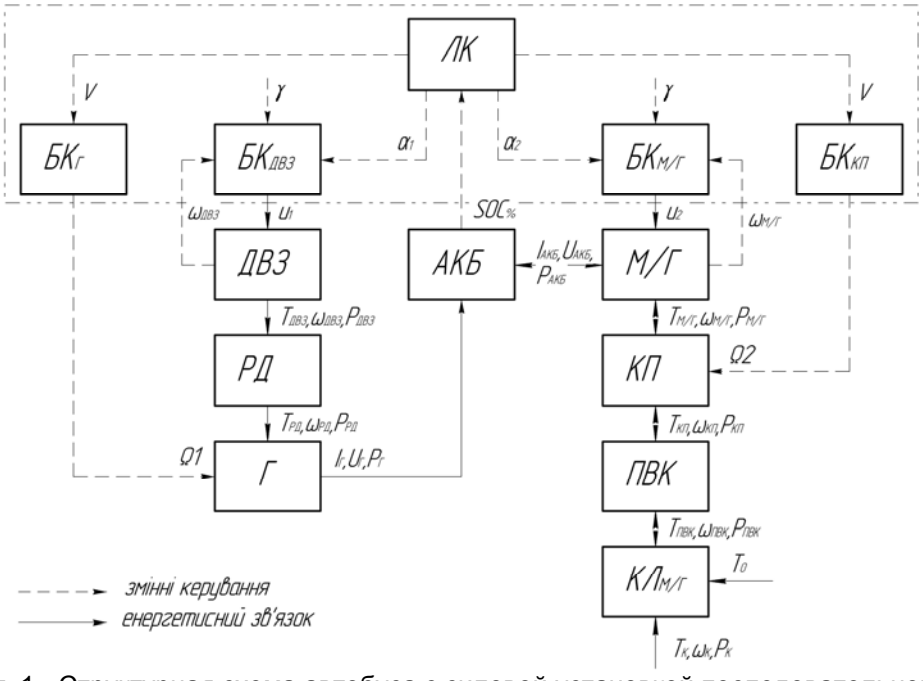
Использование гибридных технологий стало популярно в последние годы. Гибридные силовые установки принципиально доступны для всех основных типов транспортных средств, целесообразным является применение данных технологий электрического привода в городских автобусах. В таблице 1 показано некоторые типичные гибридные электрические автобусы главных мировых производителей с двигателем внутреннего сгорания и силовым электромотором [1].

Разработкой гибридных автобусов занимаются такие производители: Gillig, ISE Corporation (Северная Америка) Scania, Iveco Irisbus, Van Hool, VDL Bus & Coach, Hess AG (Европа) Tata Моторс, Тойота-Hino, Hyundai Motor Company, Mitsubishi Fuso (Азия).

На базе выше представленных гибридных автобусов разработана структурная схема автобуса с гибридной силовой установкой. На схеме (Фиг. 1) указаны основные функциональные элементы и входные/выходные сигналы каждого из них.

Таблица 1. - Типичные гибридные электрические автобусы

Параметр	Orion VII Hybrid electric bus	New Flyer Hybrid-Electric bus	MAN Lion's City Hybrid	MERCEDES-BENZ Citaro G BlueTec Hybrid
Силовая установка	BAE Systems HybriDrive™ последовательная силовая установка	ISE ThunderVolt® TB40-HD последовательная силовая установка	Siemens последовательная силовая установка	последовательная силовая установка
Двигатель внутреннего сгорания	Cummins ISB, ULSD, 5.9 л, 194 kW,с генератором 120 kW		MAN D0836 LOH CR, EEV, 6.9 л, 191 kW /260 hp	OM 924 LA, 4.8 л. 160 kW/ 218 hp
Электро-двигатель	Асинхронный двигатель AC, номинальная мощность 250 hp постоянный (320 hp максимальная)	Два AC асинхронных двигателей, номинальная мощность 170 kW, максимальная мощность 300 kW	2x75 kW Siemens асинхронных электрических мотора. Синхронный генератор с выходной мощностью of 150 kW	Четыре электродвигателя находятся на ступицах колес с выходной мощностью 320 kW (4x80 kW). Генератор мощностью 160 kW
Батарея	Lithium-ion батареяСодержание энергии: 0,5 кВт, Maxwell, 5x125V, Вес 410 кг	Ultra конденсаторы Содержание энергии: 32 кВт, Вес 364 кг, 6 рикокив расчетный срок, Потолочные	Ultra конденсаторы Содержание энергии: примерно 0,5 кВт, максимум зарядки / разрядки мощность: 200 кВт Напряжение: 400-750 В	Lithium-ion аккумуляторная батарея Содержание энергии: 19,4 кВт, максимальная мощность 240 кВт и расположенный на крыше
Заявленный эффект от применения	Улучшает экономию топлива 30% уменьшает выбросы: 90% PM, 40% NOx, 30% CO2	Уменьшает выбросы: 25% PM, 32% NOx а также уменьшает потребление топлива и выбросы CO2	До 30 процентов уменьшается расход топлива и выбросы CO2	Расход топлива дизельным двигателем выбросы CO2 уменьшились на 30%



Фиг. 1 - Структурная схема автобуса с силовой установкой последовательного типа

Основными функциональными элементами являются: аккумуляторная батарея - *АКБ*, привод ведущих колес - *ПВК* заднего моста, двигатель внутреннего сгорания - *ДВС*,

мотор – генератор - *М/Г,* коробка передач (*КП*), задние ведущие колеса $КЛ_{М/Г}$, блок управления *КП* ($БК_{КП}$) и система автоматического управления (*САУ*). Последняя объединяет в себе логику управления (*ЛК*) и контуры регулирования *ДВС* и электродвигателя, которые состоят из блока управления ДВС - $БК_{ДВЗ}$ и блока управления электродвигателя - $БК_{М/Г}$.

Логика управления формирует сигналы управления α_1, α_2, поступающих в $БК_{ДВС}$ и $БК_{М\ /\ Г,}$ выходными сигналами последних есть u_1 и u_2, представляющие собой управляющую действие на *ДВС* и *М / Г.*

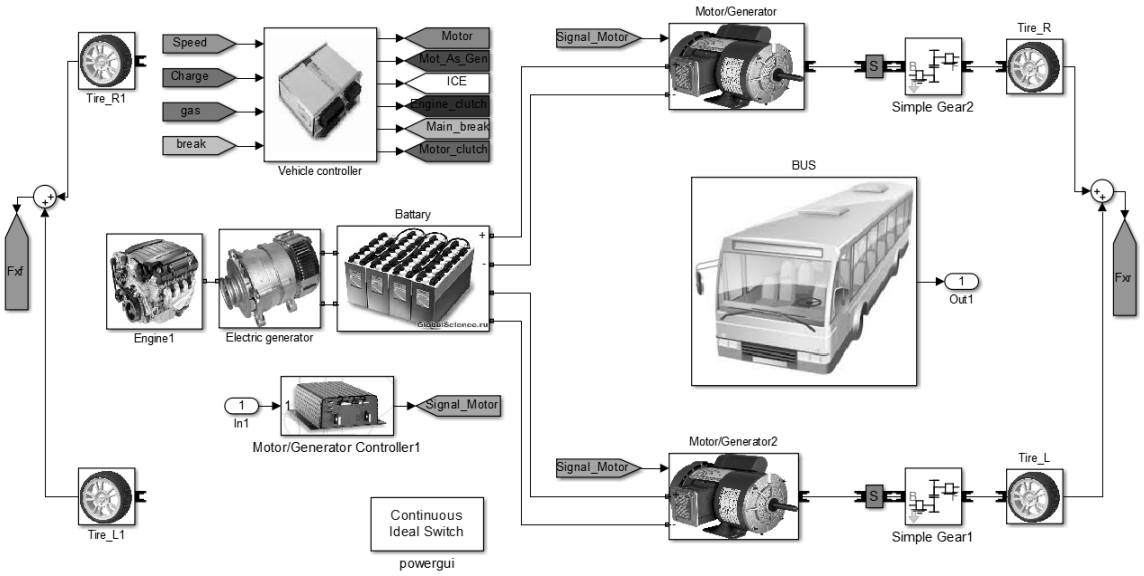
Мощность *АКБ* - $P_{АКБ}$, которая пропорциональна напряжению $U_{АКБ}$ и тока $I_{АКБ}$, обеспечивает работу *М / Г* в тяговом режиме. *М / Г* работая в тяговом режиме, создает механическую мощность $P_{М\ /\ Г}$, что пропорциональная крутящему моменту $T_{М\ /\ Г}$ и угловой скорости $\omega_{М/Г}$, и передается на *ПВК*. Мощность на ведущих колесах $P_К$ определяется мощностью $P_{ПВК}$, которая, в свою очередь, зависит от текущего значения крутящего момента $T_{ПВД}$, угловой скорости $\omega_{ПВД}$ и момента сил сопротивления $T_о$. В тормозном режиме *М / Г* превращает механическую энергию от *ПВК* в электрическую и происходит зарядка батареи аккумуляторов.

ДВС используется исключительно для подзарядки аккумуляторов. ДВС работая создает механическую мощность $P_{ДВС}$, что пропорциональная крутящему моменту $T_{ДВС}$ и угловой скорости $\omega_{ДВС}$, и передается на генератор - Г. Мощность на генераторе определяется мощностью $P_{РД}$, которая, в свою очередь, зависит от текущего значения крутящего момента $T_{РД}$, угловой скорости $\omega_{РД}$ и момента сил сопротивления $T_о$. Произведенная энергия от генератора подается в *АКБ*.

Для моделирования автомобиля с ГСУ параллельного типа с учетом алгоритма управления использовалась среда разработки MatLab Simulink. Согласно структурной схемы автомобиля с ГСУ последовательного типа, приведенной на фиг. 1, была реализована математическая модель изображена на фиг. 2. Были использованы библиотеки: Simulink - для имитации и анализа динамических систем, включая дискретные, непрерывные и гибридные, нелинейные и разрывные системы. Дает возможность строить графические блок-диаграммы, имитировать динамические системы, исследовать работоспособность систем и совершенствовать проекты; Simscape - предоставляет среду для моделирования и симуляции физических систем, содержащих компоненты из разных инженерных сфер деятельности: механических, электрических, гидравлических и других; SimPowerSystem - расширяет Simulink инструментами для моделирования электросиловых систем генерации, передачи, распределения и потребления электроэнергии; Stateflow - это среда для моделирования и симуляции комбинаторной и последовательной логики принятия решений, основанных на машинах состояний и блок-схемах. При построении математической модели использовались рекомендации [2,3,4,5].

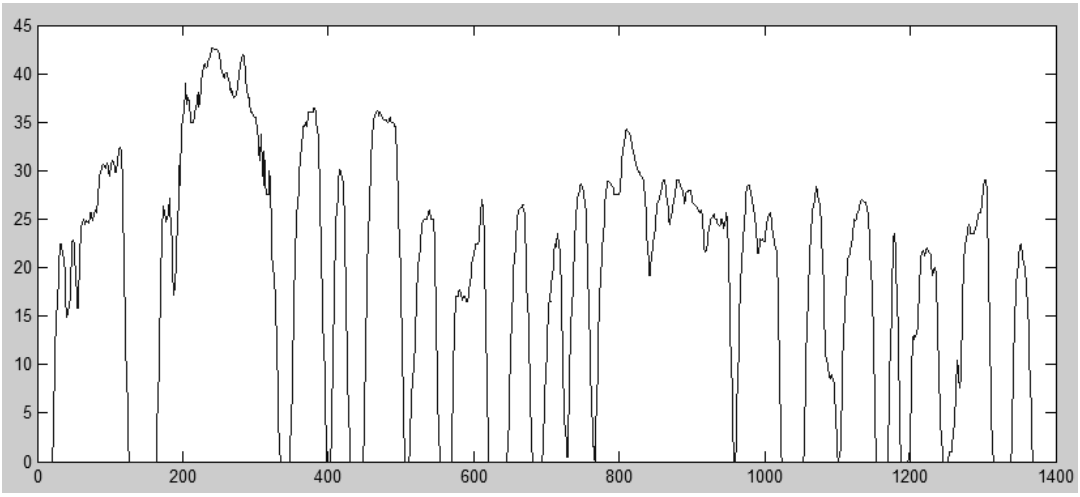
Математическая модель автомобиля с ГСУ параллельного типа состоит из следующих основных блоков:

Engine	– модель дизельного двигателя;
MG	– модель электродвигателя / генератора;
Battery	– модель аккумуляторной батареи;
FrontTransmission	– модель передней балки;
RearTransmission	– модель заднего моста;
LongitudinalVehicle Dynamics	– модель продольной динамики движения автомобиля;
Wheel	– четыре блока, которые моделируют колеса автомобиля;
Vehicle controller	– модель системы управления режимами работы автомобиля;
Engine Controller	– модель блока управления дизельным двигателем
MG Controller	– модель блока управления электродвигателем-генератором



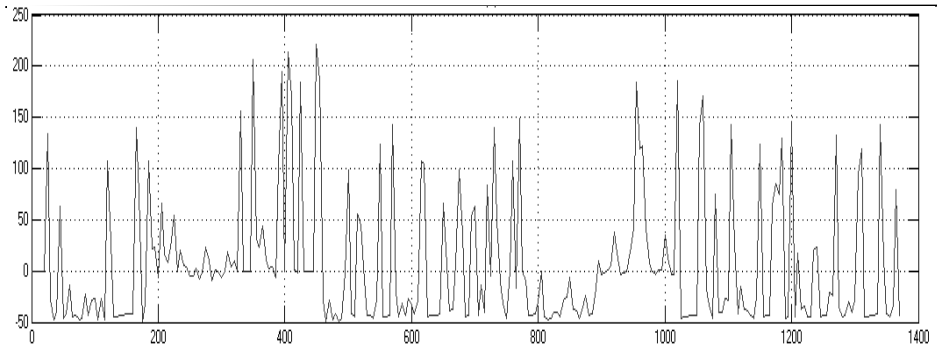
Фиг. 2 - Simulink модель городского автобуса с ГСУ последовательного типа

Для исследования режимов движения, которые трудно реализовать на реальной модели и определения параметров, характеризующих работу ГСУ было решено провести математическое моделирование. Имитировалось движение городского автобуса категории М3 в ездовом цикле (фиг. 3) с помощью математической модели.

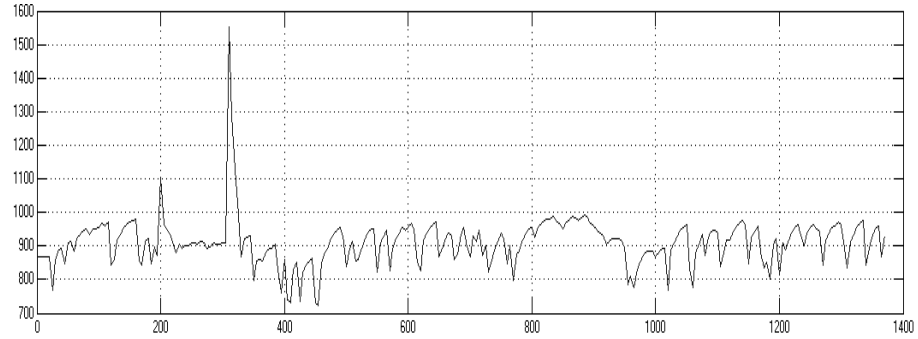


Фиг. 3 - Городской ездовой цикл по городу Киев

В качестве ездового цикла в математической модели заложена возможность использования как стандартных ездовых циклов определенных нормативными документами, так и ездовых циклов заданных пользователем самостоятельно. Например, циклов полученных на основе обработки экспериментальных данных распределения скорости автобуса на маршруте в виде зависимости скорости от времени, с дискретностью 1 с. На фиг. 4 (а) и (б) изображено расчетное изменение тока и напряжения батареи в течение движения в ездовом цикле, соответственно.



(а)



(б)

Фиг. 4 - Изменение тока и напряжения при движении автобуса в ездовом цикле: а) изменение тока; б) изменение напряжения

Для измерения и фиксации параметров движения был создан измерительно-регистрирующий комплекс на базе персонального компьютера и микроконтроллера, который был размещен в салоне автомобиля (фиг. 5). Использовалась как стандартная, так и универсальная аппаратура, разработанная кафедрой «Автомобили» НТУ.

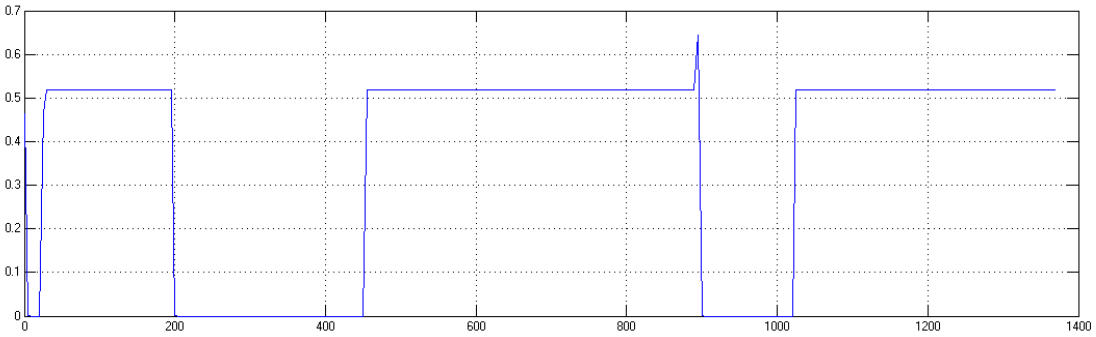


Фиг. 5 - Расположение регистрирующей аппаратуры в салоне автобуса

Универсальное измерительное оборудование было создано на базе и электронного осциллографа (USB Oscilloskope). Результаты измерений отображалось на экране ноутбука в реальном времени с помощью специальной программы и сохранялись в виде файла с данными для проведения дальнейшей обработки и анализа. В салоне

автомобиля также располагались дополнительная аккумуляторная батарея для питания приборов, чтобы исключить влияние на измерительную аппаратуру колебаний напряжения в бортовой сети.

На фиг. 6 изображено расчетное изменение расхода топлива в течение движения в ездовом цикле. Сравнивая расчетную зависимость изменения расхода топлива с экспериментальной, установлено, что математическое ожидание ошибки моделирования составляет 11%.



Фиг. 6 - Изменение расхода топлива экспериментальной ГСУ в ездовом цикле

3. Заключение:

Получена математическая модель городского автобуса с гибридной силовой установкой последовательного типа. Модель реализована в среде MatLab Simulink. Модель позволяет проводить имитацию движения автобуса в стандартных ездовых циклах или произвольным маршрутом, заданным пользователем. В результате моделирования можно получить данные об энергетических и тягово-скоростных показателях движения городских автобусов. В дальнейшем планируется проведение экспериментальных исследований на автобусе для проверки адекватности разработанной математической модели.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Zlatomir Živanović and Zoran Nikolić Additional information is available at the end of the chapter http://dx.doi.org/10.5772/51770
[2] Black I.V Simulation of electrical devices in MatLab, SimPowerSystem, Simulink / I.V Black. - M: DMK Press; SPb .: Peter, 2008. - 288 p
[3] Shtovba S.D Design of fuzzy systems MATLAB tools. Publisher: Hot Line - Telecom, 2007. - 288 p.
[4] R. Dorf, Bishop R. Modern control systems: English. Laboratory basic knowledge. 2002
[5] Danilov A. Computer workshop for the course "Management theory". Simulink-simulation in Matlab environment. MSUEE. 2002.

За контакти: доцент, к.т.н. Тимков А.Н., асистент Луцык А.П., аспирант Бочковский В.Ю.
Национальный транспортный университет, Факультет "Автомеханический", г. Киев, Украина,
e-mail: alextimkov@gmail.com

КЪМ ВЪПРОСА ЗА СИМУЛАЦИЯ НА ДВИЖЕНИЕ МОДЕЛИ КОЛЕСНИ ПРЕВОЗНИ СРЕДСТВА ПО КОМБИНИРОВАННОМУ САЙТА НАДЛЕЗ

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПО КОМБИНИРОВАННОМУ УЧАСТКУ ПУТЕПРОВОДА

TO THE QUESTION OF MODELING THE MOTION OF THE MODEL WHEELED VEHICLE ACCORDING TO THE COMBINED AREA OF THE OVERPASS

Alla Yefimenko

Abstract. The mathematical modeling of the motion models of wheeled vehicle according to the combined sections of the overpass, which corresponds to rotation by 90 and consists of two straight sections and a quarter of a circle, the radius of which must satisfy the conditions R≥150 m. Rectilinear and circular sections are joined so that in point of intersection must be a common tangent.
Keywords: wheeled vehicle, lateral stability, the motion simulation, the combined area of the overpass.

1. Въведение:

Для улучшения качества функционирования городских транспортных систем, а это прежде всего: разгрузка скопления транспорта на магистральных улицах, увеличение скорости его перемещения и повышение комфорта поездки пассажиров, необходимо внедрять альтернативные скоростные надземные колесные транспортные средства (КТС), которые обеспечат решение выше изложенных проблем. Данные КТС эксплуатируются во многих странах мира, таких как: США, Япония, Германия, Россия и др. Более широкое распространение в мире получила опорная система Alweg, прототипом которой является наша разрабатываемая модель КТС, имеющая симметричное расположение несущих и направляющих колес. Структурно состоит КТС из корпуса и двух тележек, которые связаны между собой шарнирно. Тележка оборудована направляющим колесным модулем, который обеспечивает курсовую устойчивость КТС (при отклонениях КТС от программной траектории возникают возобновляющие упругие поперечные реакции, которые предотвращают возможное боковое опрокидывание относительно продольной оси путепровода).

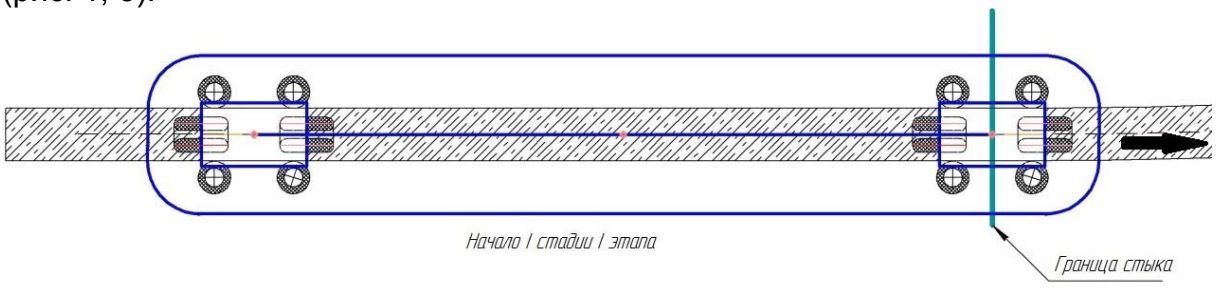
В ранее опубликованных работах была построена математическая модель КТС [1], исследована устойчивость движения КТС в прямолинейном и стационарном круговом режиме [2,3]. Данная работа посвящена моделированию движения модели КТС в комбинированном участке путепровода, который отвечает повороту на 90˚ и состоит с двух прямолинейных участков и четверти круга, радиус которого должен отвечать условиям R≥150 м. Прямолинейные и круговые участки сочленяются так, чтобы в точках стыка имелась общая касательная. То есть, рассматривается возможность исключения переходных участков между частями колеи с различной кривизной, что значительно упрощает конструкцию пути.

Основным условием реализации такого плана является обеспечение необходимых норм боковых ускорений, не превышение максимально допустимых динамических нагрузок направляющих колес (динамический прогиб направляющих колес); обеспечение необходимого поперечного зазора между несущими колесами и внешней границей путепровода и зазора между боковиной корпуса и путепроводом.

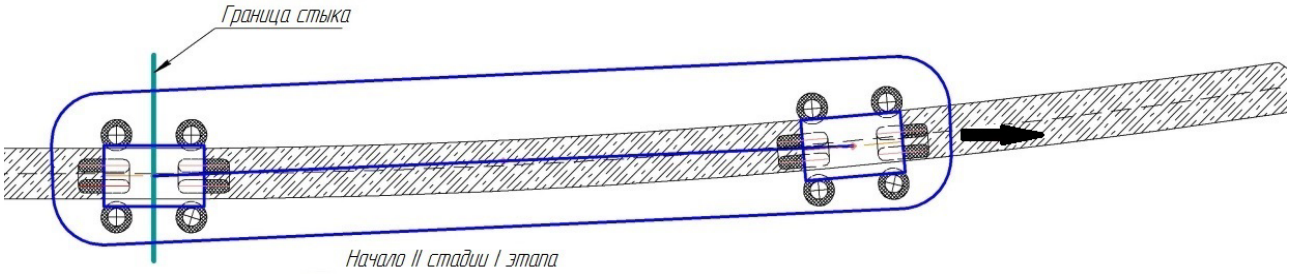
2. Изложение:

Моделирование проводится в несколько этапов. Первый этап состоит из двух стадий, первая - переход колес первой тележки за границу стыка между прямолинейным и круговым участками пути, при этом начальными условиями являются параметры системы, которые отвечают невозмущенному прямолинейному движению (рис. 1, а).

Вторая стадия отвечает переходу второй тележки на круговой участок пути, при этом начальные условия являются конечным результатом при моделировании на первом этапе (рис. 1, б).



а)

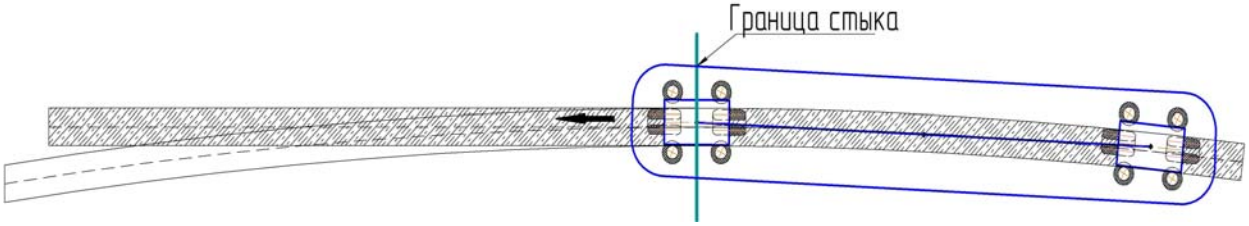


б)

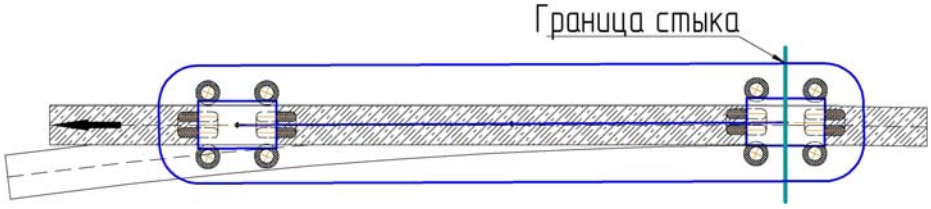
Рис. 1. Моделирование движения модели КТС первый этап:
а – первая стадия, б – вторая стадия

На второй стадии первого этапа определяются возмущения фазовых переменных во время движения по кругу, при этом фиксируются максимальные отклонения фазовых переменных от соответствующих им значений в стационарном круговом режиме. Для выявленных экстремальных отклонений фазовых переменных проводится визуализация относительной конфигурации КТС и части путепровода с обозначением характерных боковых зазоров. Анализируются максимальные значения показателей, которые влияют на безопасность эксплуатации, как например, боковые реакции колес (силы увода), силы в шарнирных соединениях тележек с корпусом КТС, поперечные ускорения, упругие деформации опорных колес и т.п.

Второй этап численного моделирования, аналогично, состоит с двух стадий. Начало первой стадии отвечает переходу колес первой тележки с кругового на прямолинейный участок (рис. 2, а), а начало второй стадии отвечает переходу второй тележки из кругового на прямолинейный участок (рис. 2, б).



а)



б)

Рис. 2. Моделирование движения модели КТС второй этап:
а – первая стадия, б – вторая стадия

Экстремальные отклонения фазовых переменных следует ожидать на первой стадии, когда система находится в условиях, которые более всего отличаются от условий реализации стационарного режима движения. В моменты наибольших отклонений фазовых переменных от их значений в стационарных режимах проводится визуализация конфигурации КТС относительно направляющей (центральной) линии пути, анализируются параметры, которые обеспечивают безопасность эксплуатации и необходимый уровень комфорта пассажиров во время поездки.

Для моделирования движения КТС при переходе от прямолинейного к круговому участку пути используем систему уравнений, приведенную в работе [1], дополненную соотношениями упругих восстанавливающих сил и моментов для случая круговых участков пути. Ниже представлена расчетная схема модели КТС (рис. 3).

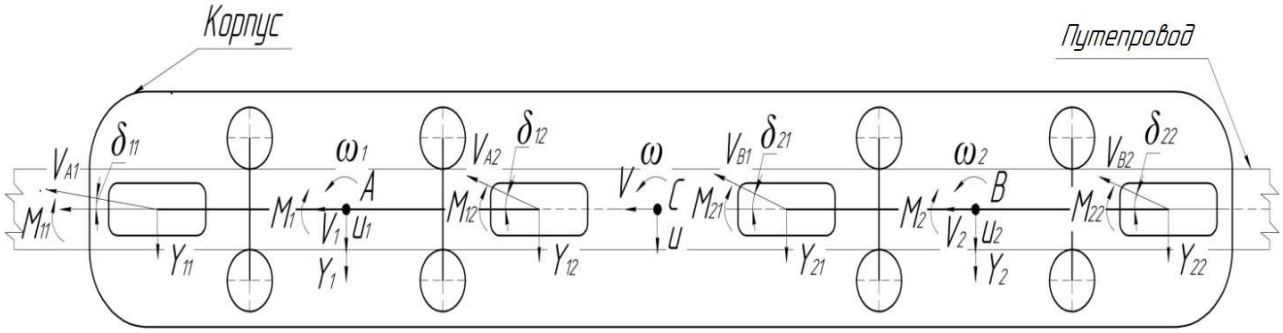


Рис. 3. Расчетная велосипедная схема КТС с двумя тележками

Соотношения упругих восстанавливающих сил и моментов для случая круговых участков пути имеют следующий вид:

$$Y = C_y\left(ll^2 K_r / 2 - \left(1/K_r - \sqrt{\left(y_c - 1/K_r\right)^2 + x_c{}^2}\right)\right),$$

$$M = C_\psi\left(\psi - \varphi\right)$$

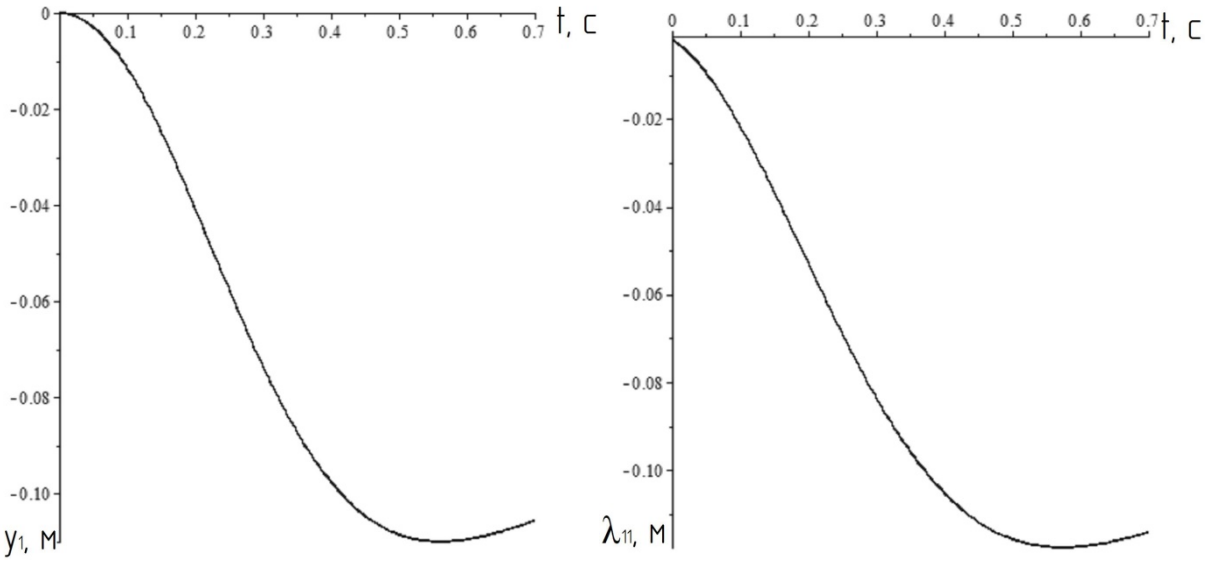
где Cy, Cψ – поперечная жесткость пневматических опор;
K_r – кривизна круговой траектории;
ll – база направляющего модуля;
x_c, y_c – координаты центра масс тележки КТС.

Начальными условиями численного моделирования, являются параметры системы, отвечающие невозмущенному движению по прямолинейному участку. Моделирование происходит с использованием числовых значений конструктивных параметров КТС: $m_1=m_2$=1320 кг; m=16000 кг; $J_1=J_2$=4224 кг м^2; J=274400кгм^2; LA=7м; LB=7 м; $к_1=к_2$=0,8; $k_1=k_2$=360000 Н; Cy=250000 Н/м; g= 9.8 м/с^2; v=15..25м/с; *l*=1 м; *ll*=1,5 м; $Z_1= Z_2$ = 45714,6; R=150м. Определяется максимальная скорость, которая обеспечивает безопасность движения и безопасный уровень комфорта пассажиров (V = 20 м/с (72 км/ч) при R=150 м).

Моделирование начиналось с нулевыми значениями фазовых переменных, но колеса первой тележки переместились на линию разграничения между прямолинейным и круговым участком. Наиболее опасная конфигурация корпуса КТС относительно переходной кривой отвечает конечной стадии численного моделирования (t=0,7 с), где происходит переход колес второй тележки на линию разграничения. Далее приводятся численные значения фазовых переменных, которые отвечают данному моменту времени и приводится графическая визуализация конфигурации КТС относительно путепровода: курсовой угол корпуса КТС ψ(t)=0.04232рад, координаты центра масс корпуса КТС xc(t)=6.9963м, yc(t)=0.2515м; курсовые углы тележек: ψ_1(t)=0.04230рад, ψ_2(t)= -0.04232рад.

Установлены значения характерных параметров: радиальное отклонение центра масс КТС от осевой линии составляет y_C = 88 мм, радиальное отклонение центра масс первой тележки от осевой линии y_A = 106 мм и второй тележки - y_B = 45 мм. Определены наиболее критические значения деформации λ внутренних направляющих колес, которые реализуются для первой тележки: λ_{11} = 114 мм и λ_{13} = 102 мм. Смещение несущих колес от осевой линии первой тележки составляет: Δ_{11}= 118 мм и Δ_{12}= 102 мм.

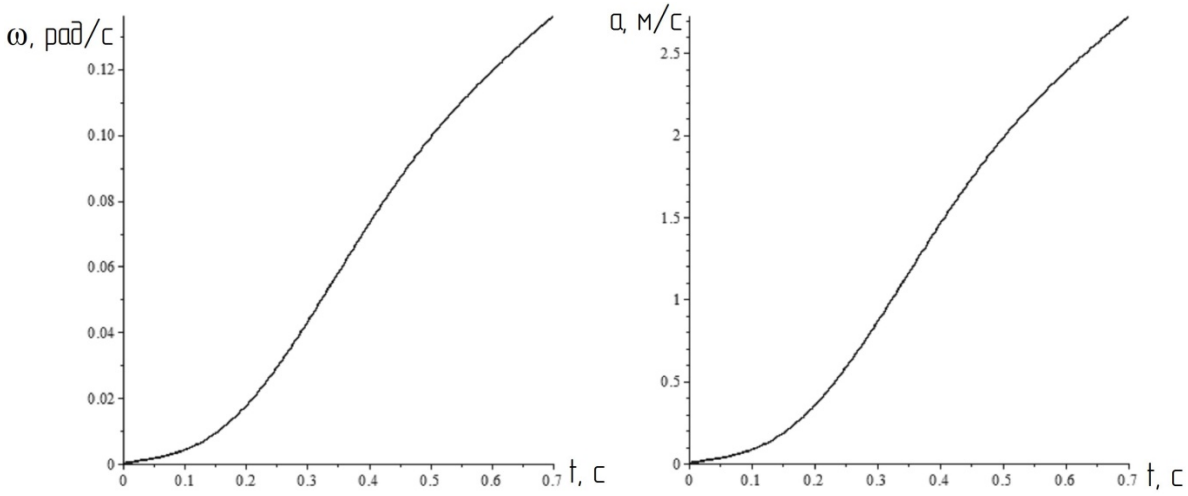
Ниже приведены интегральные кривые некоторых характерных кинематических и силовых характеристик системы (рис.4 - 5):



а) б)

Рис. 4. Радиальное отклонение центра масс первой тележки (а) и деформация внутренних направляющих колес первой тележки λ_{11} (б)

Максимальное радиальное отклонение центра масс первой тележки отвечает моменту времени t=0,57с и составляет 106 мм (рис. 4, а). Деформация внутренних направляющих колес первой тележки λ_{11} как функции времени возрастает монотонно до значений 114 мм (рис. 4, б).



а) б)

Рис. 5. Угловая скорость КТС (а) и боковое ускорение центра масс КТС (б)

Угловая скорость и боковое ускорение возрастают и достигают значений 0,14 рад/с и 2,7 м/с^2, соответственно (рис. 5 а, б).

Более наглядную картину конфигурации системы КТС-путепровод и его элементов можно получить при визуализации в графическом редакторе КОМПАС-3D.

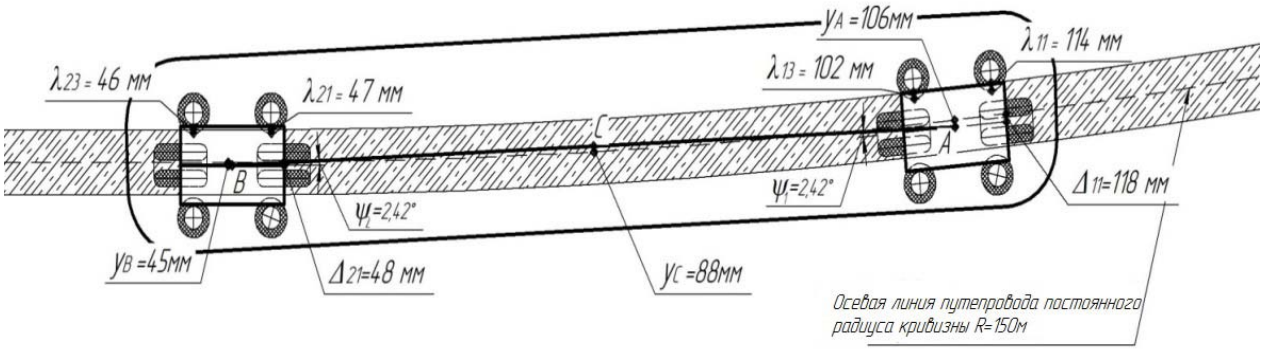


Рис. 6. Критическая конфигурация КТС, возникающая при переходе с прямолинейного участка в круговой с радиусом кривизны R=150м, V=72 км/ч

В таблице 1 приведены экстремальные значения основных кинематических и силовых характеристик КТС, которые реализовывались в неустановившихся режимах движения.

Таблица 1. Численные значения кинематических и силовых характеристик КТС

Этап I Стадия I							
ω, рад/с	a_y, м/с^2	δ_{11}, рад	δ_{21}, рад	Y_1, Н	Y_2, Н	M_1, Н·м	M_2, Н·м
0,14	2,7	0,016	0,0065	29000	11000	7700	0
Этап I Стадия II							
ω, рад/с	a_y, м/с^2	δ_{11}, рад	δ_{21}, рад	Y_1, Н	Y_2, Н	M_1, Н·м	M_2, Н·м
0,133	2,66	0,015	0,0153	31000	31000	4730	4730
Этап II Стадия I							
ω, рад/с	a_y, м/с^2	δ_{11}, рад	δ_{21}, рад	Y_1, Н	Y_2, Н	M_1, Н·м	M_2, Н·м
0,127	2,62	0,018	0,022	31000	31200	4500	4730

Максимальное значение упругой силы было зафиксировано ($Y_{2\ max}$ = 31000 Н) в первой стадии второго этапа; максимальные значения упругих моментов наблюдаются в круговом участке, а именно на первой тележке $M_{1\ max}$ = 7700 Н·м (первая стадия первого этапа). Наиболее критические значения деформации λ направляющих колес первой тележки зафиксировано при переходе КТС с кругового участка на прямолинейный λ_{11}=130 мм, λ_{13}=133 мм (первая стадия второго этапа). Максимальные смещения несущих колес от осевой линии первой тележки наблюдается при переходе КТС с кругового участка на прямолинейный Δ_{11}=130 мм, Δ_{12}=133 мм (первая стадия второго этапа).

Вывод: Выполнено численное моделирование и визуализация конфигурации КТЗ в криволинейных (переходных) участках путепровода, которые состоят из прямолинейных и криволинейных элементов постоянной кривизны (не менее 150 м). Проведен рациональный подбор упругих характеристик опор, который обеспечивает комфортный уровень бокового ускорения (при переходе из прямолинейного участка на круговой, локальный максимум составляет a_{ymax}=2,7 м/с^2). Максимальные значения боковой реакции не превышают 11 % от ее значения в кривой постоянной кривизны (абсолютное значение пиковой боковой реакции составляет 35 кн).

Литература:

1. Ефименко А.Н. К построению математической модели монорельсового вагона системы Alweg / А.Н. Ефименко, В.Г. Вербицкий, В.А. Демченко // XXI научно–техническая конференция с

международным участием «Транспорт, экология – устойчивое развитие», 14 – 16 мая 2015года: сборник докладов / Болгария г. Варна ТУ Варна, 2015. – С. 341 – 346.
2. Вербицький В.Г. До визначення математичної моделі монорейкового вагона системи Alweg в кругових ділянках траєкторії / В.Г. Вербицький, А.М. Єфименко // «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції 8-11 вересня 2015р. Одеса – Коблево. - С. 28 – 32.
3. Єфименко А.М. Аналіз динаміки монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Матеріали III-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-16 квітня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015. - С. 62 – 66.

References:

1. Efimenko A.N. ***K postroeniju matematicheskoj modeli monorel'sovogo vagona sistemy Alweg*** [To the construction of mathematical model of monorail carriage of the system of Alweg] / A.N. Efimenko, V.G. Verbickij, V.A. Demchenko // XXI nauchno–tehnicheskaja konferencija s mezhdunarodnym uchastiem «Transport, jekologija – ustojchivoe razvitie», 14 – 16 maja 2015goda: sbornik dokladov / Bolgarija g. Varna TU Varna, 2015, pp. 341 – 346.
2. Verbyts'kyy V.H. ***Do vyznachennya matematychnoyi modeli monoreykovoho vahona systemy Alweg v kruhovykh dilyankakh trayektoriyi*** [To the definition of the mathematical model of the wagon monorail system Alweg in the circular parts of the trajectory] / V.H. Verbyts'kyy, A.M. Yefymenko // «Novitni shlyakhy stvorennya, tekhnichnoyi ekspluatatsiyi, remontu i servisu avtomobiliv»: zbirnyk tez dopovidey naukovo-praktychnoyi konferentsiyi 8-11 veresnya 2015r. Odesa – Koblevo. pp. 28 – 32.
3. Yefymenko A.M. ***Analiz dynamiky monoreykovoho vahona*** [The analysis of the dynamics of the monorail car]/ A.M. Yefymenko // Materialy III-oyi mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi internet-konferentsiyi «Suchasni tekhnolohiyi ta perspektyvy rozvytku avtomobil'noho transportu», 14-16 kvitnya 2015 roku: zbirnyk naukovykh prats' / Ministerstvo osvity i nauky Ukrayiny, Vinnyts'kyy natsional'nyy tekhnichnyy universytet [ta insh.]. – Vinnytsya: VNTU, 2015, pp. 62 – 66.

Alla Yefimenko, postgraduate, National Transport University, Kiev, Ukraine, +38(050)-152-47-20, e-mail: alla.yefimenko@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ НА ДОБАВКИ ЗА ИЗПЪЛНЕНИЕТО НА ВОДОРОДЕН ГАЗ, СЪДЪРЖАЩ НА РАБОТА НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ВОДОРОДОСОДЕРЖАЩЕГО ГАЗА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

INFLUENCE OF ADDITIVES ON THE PERFORMANCE OF HYDROGEN-CONTAINING GAS OF A DIESEL ENGINE WORK

Корпач Анатолий, Филоненко Александр

Abstract: The results of experimental studies 4CH11,0 diesel / 12.5 (D-241), for its work in the mode of the minimum frequency of idling and when you change the angle of injection of diesel fuel, loading mode (n = 1500 min-1) using various additives hydrogen-containing gas to the air charge.
Keywords: diesel engine, load mode, the crankshaft, the addition of a hydrogen-containing gas, idling, the installation angle

Запасы традиционных углеводородных топлив неуклонно уменьшаются, поэтому широко исследуются возможности использования альтернативных топлив, которые могут использоваться в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), которые распространены на автомобильном транспорте. Сейчас наиболее перспективными являются топлива, которые содержат в своем составе чистый водород или его соединения. Применение водорода возможно как самостоятельного топлива, используя топливные элементы, устройства, напрямую превращают химическую энергию в электрическую, так и в виде соединений, в качестве добавок к традиционным видам топлива. Однако, его применение имеет ряд недостатков, среди которых высокая взрывопожароопасность и значительная масса топливных элементов, сложность их конструкций. Применение добавок чистого водорода к дизельному топливу свидетельствуют о его положительное влияние на показатели топливной экономичности [1], однако, хранения его на борту транспортного средства в достаточном количестве довольно сложная задача. Самым распространенным способом получения водородсодержащих соединений является термическая конверсия метанола или гидролиз водного раствора щелочи (КОН или NaOH) [2].

Экспериментальные испытания проводили при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) в режиме минимальной частоты вращения холостого хода (n = 600 мин$^{-1}$) и с разным углом опережения впрыска топлива. В ходе экспериментов применяли различные процентные значения добавки водородсодержащих газа, от массы топлива, с целью определения оптимальной их величины и влияние на показатели топливной экономичности и экологические показатели дизеля для данного режима работы. Экспериментальные исследования состояли из нескольких этапов. На первом этапе при угле опережения впрыска топлива 25-26, что является штатным установочным углом для данного двигателя, применялась разная процентная величина добавки водородсодержащего газа для определения оптимального ее значение и определение ее влияния на экологические показатели работы дизеля. На следующем этапе при оптимальной добавке водородсодержащего газа определялся оптимальный угол опережения впрыска топлива, при частоте вращения коленчатого вала n = 600хв$^{-1}$

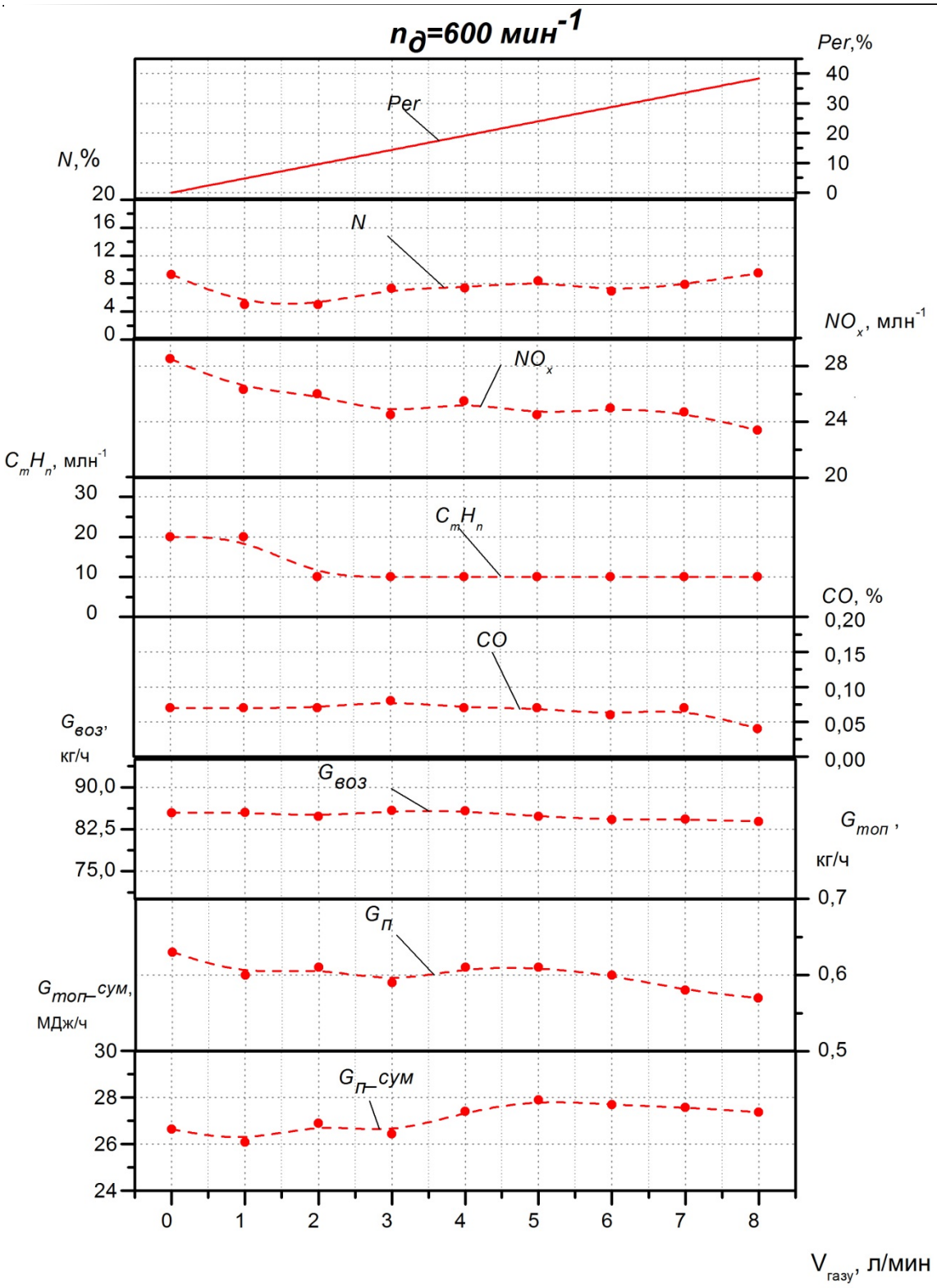


Рисунок 1 - Изменение показателей работы 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) в режиме холостого хода дизеля (n = 600 мин$^{-1}$) с использованием различных величин добавки водородсодержащего газа

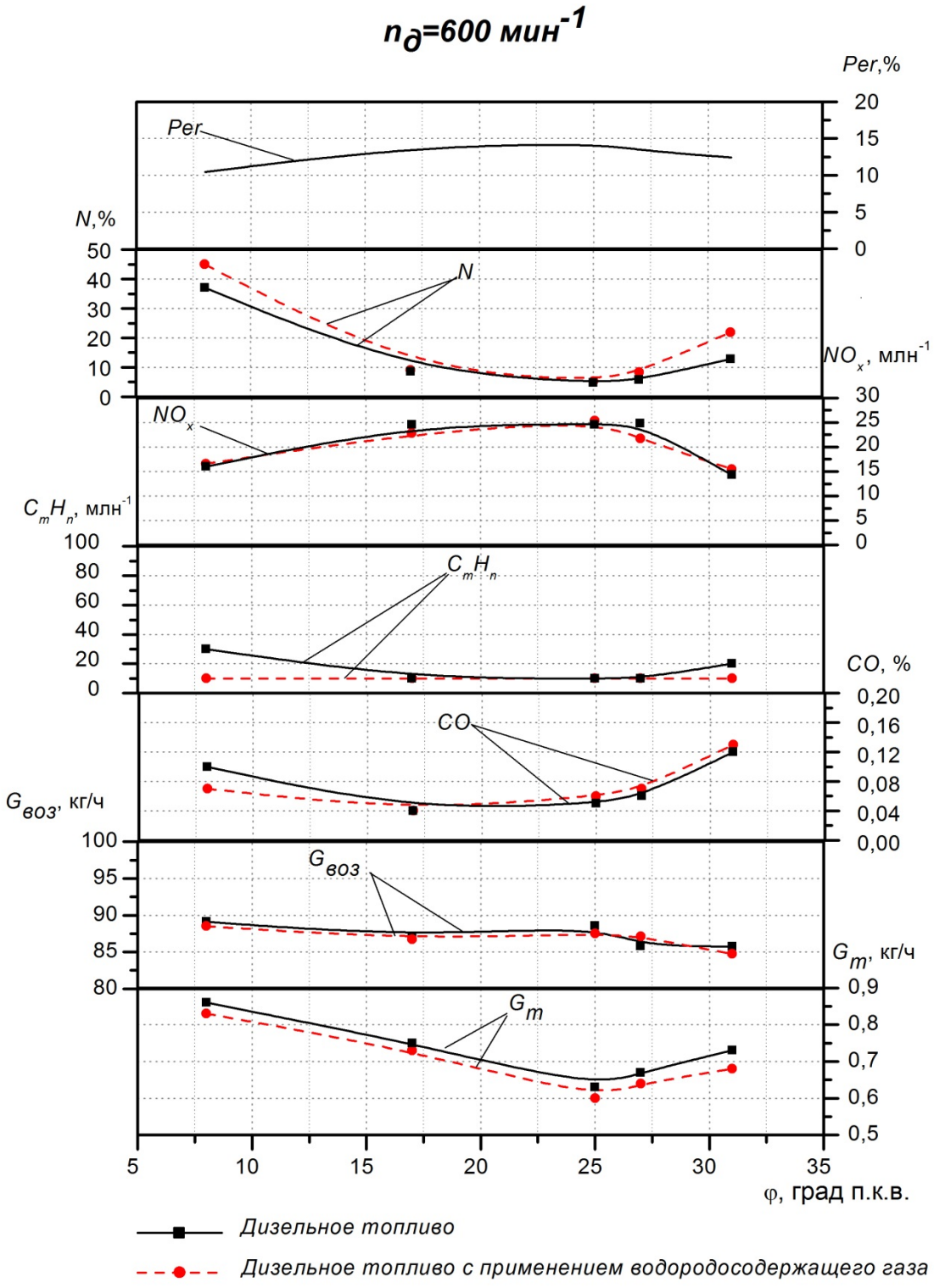


Рисунок 2 - Характеристика по углу опережения впрыска топлива дизеля 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) (n = 600 мин$^{-1}$) с использованием постоянной добавки водородсодержащего газа

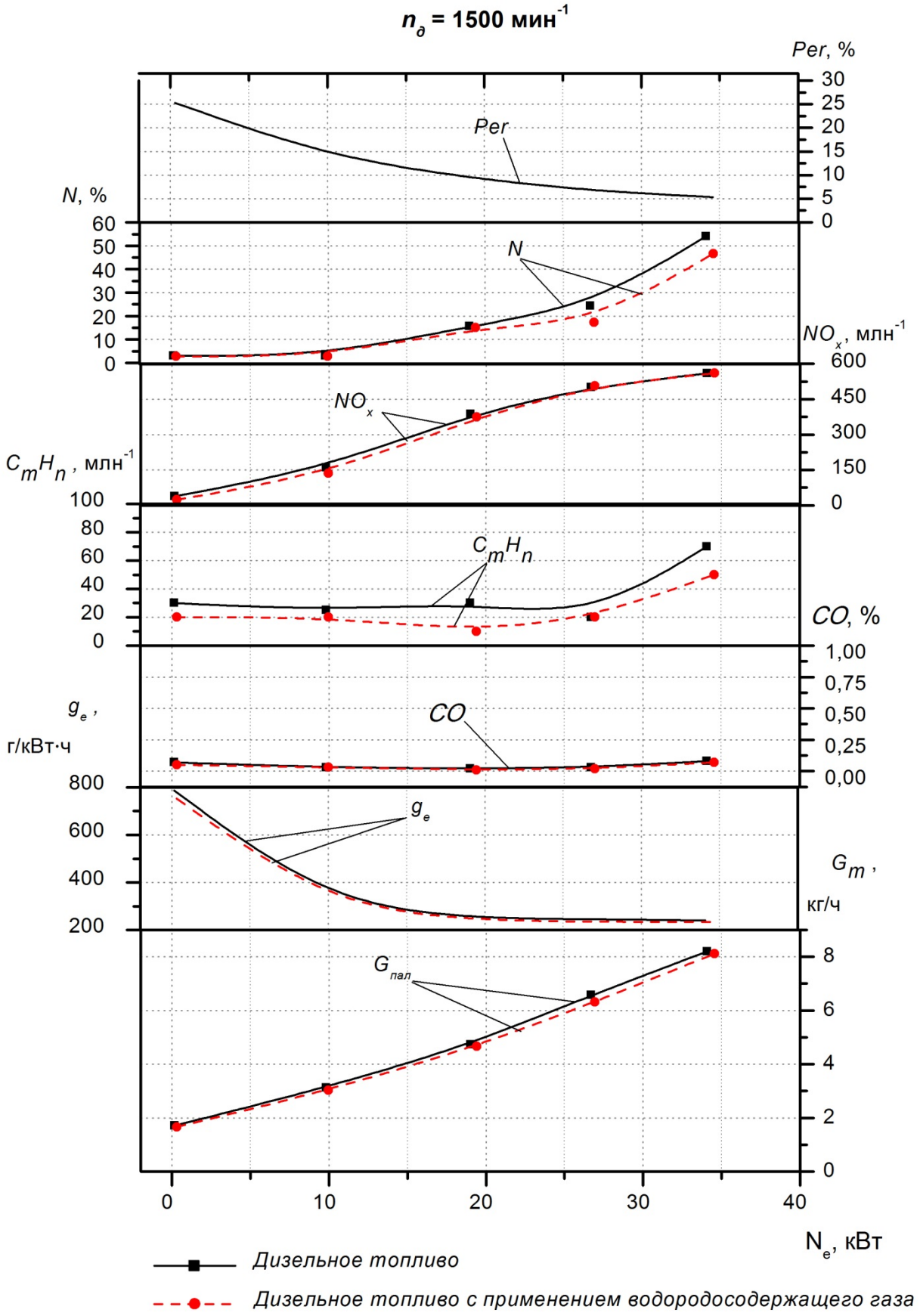


Рисунок 3 Нагрузочная характеристика дизеля 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241)

В ходе исследований определяли: часовые расхода воздуха (Gвоз, кг / ч) и топлива (Gт, кг / ч или МДж / ч), концентрации оксида углерода (CO,%), углеводородов (CmHn, млн$^{-1}$), оксидов азота (NOx, млн$^{-1}$), дымность (N,%), а также процентное значение величины добавки водородсодержащих газа (Per), от массы расхода топлива. Изменение топливной экономичности выражено с использованием тепловых единиц расхода топлива. Суммарная теплота сгорания смесевого топлива (Gт_сум) рассчитывали по формуле:

$$G_{т\_сум} = G_т * h_{н.д.} + V_{газа} * \frac{60}{1000} * \rho_{в.г.} * h_{н.в.г.} \quad (1)$$

где, Gт - часовой расход дизельного топлива, кг / ч;
hн.д. - низшая теплота сгорания дизельного топлива, МДж / кг (hн.д. = 42,5 МДж / кг);
Vгаза - объем добавки водородсодержащего газа, л / мин;
ρв.г. - плотность водородсодержащего газа, кг / м^3;
hн.в.г. - низшая теплота сгорания водородсодержащих газа, МДж / кг (hн.в.г = 13,2 МДж / кг).

В ходе исследований величина добавки водородсодержащих газа менялась до 8 л / мин, при этом процентное значение менялось в 38,36% по массе часового расхода топлива. Как видно из характеристики (рис. 1), на штатном дизельном топливе часовой расход топлива составляет 0,63кг / ч. При использовании добавки газа 8 л / мин часовой расход топлива уменьшилась до 0,57 кг / ч. Уменьшение часового расхода дизельного топлива составляло 9%. При использовании добавки водородсодержащих газа до 3 л / мин наблюдается практически одинаковый расход суммарного топлива в тепловых единицах по сравнению с работой дизеля на штатном топливе. Дальнейшее увеличение добавки приводит к перерасходу энергии, поэтому принято считать добавку 3 л / мин - оптимальной, при этом уменьшение часового расхода дизельного топлива составляет 5,26%.

Дымность отработанных газов коэффициентом ослабления светового потока N снизилась почти вдвое при добавке водородсодержащих газа 1-2 л / мин, однако с увеличением величины добавки водородсодержащих газа она повышается до уровня, который соответствует работе дизеля на штатном дизельном топливе. Концентрации CmHn также снизились. Концентрации CO осталась практически на том же уровне, что и при работе на штатном дизельном топливе. Только при использовании добавки 8 л / мин они снизились с 0,07% до 0,04%. Концентрации NOx при этом снизились на 12,3%, что можно объяснить дополнительным обеднением топливовоздушной смеси.

Следующим этапом исследований было определение оптимального угла опережения впрыска топлива при использовании добавки водородсодержащих газа 3 л / мин при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) в режиме минимальной частоты вращения холостого хода.

Перед началом исследований с помощью моментоскопа устанавливали угол 25-26 град. п. к. в. Текущее значение угла опережения впрыска определялось электронным стробоскопом шкале нанесенной на маховик коленчатого вала дизеля. Его меняли путем изменения взаимоположения вала топливного насоса и коленчатого вала двигателя. При определении текущего угла опережения впрыска топлива использовали специальную приставка, оборудована пъезодатчиком, который устанавливали на топливопроводе высокого давления первого цилиндра.

Как видно из рис. 2 часовой расход дизельного топлива снижается во всем диапазоне углов опережения впрыска топлива использовали в исследовании. В среднем расход дизельного топлива уменьшилась на 4,35%. Из характеристики часового расхода дизельного топлива (рис.2) определен оптимальный угол опережения впрыска топлива - 25-26 град. п. к. в. Концентрации CO в отработанных газах при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) на дизельном топливе поздних и ранних углов были несколько выше, чем при

оптимальном угла .Изменение концентрации CO при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) на дизельном топливе с добавкой водородсодержащих газа имеет схожий характер с изменением при работе на чистом дизельном топливе, хотя при более поздних углов показатели ниже. Их незначительный рост зафиксирован по более ранним углам. Концентрации CmHn остаются практически постоянными при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) на дизельном топливе с добавкой водородсодержащих газа во всем диапазоне величин углов опережения впрыска. А при работе на чистом дизельном топливе на ранних и поздних углов они несколько выше показатели, полученные при оптимальном угла. Изменение концентрации оксидов азота при работе на чистом дизельном топливе и дизельном топливе с добавкой водородсодержащих газа имеют схожий характер. На поздних и ранних углов они ниже показателей, полученные за оптимального угла. Дымность при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) на чистом дизельном топливе снижалась при изменении угла опережения впрыска топлива от более позднего к оптимальному и затем снова росла на ранних углов. Изменение дымности при работе двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) на дизельном топливе с добавкой водородсодержащих газа имеет такой же характер как и при работе на чистом дизельном топливе. На поздних и ранних углах ее показатели выше тех, что получены в тех же углов, но при работе на чистом дизельном топливе. Наименьшее значение дымности получено за оптимального угла - 25-26 град. п.к.в.

Третьим этапом экспериментальных испытаний было снятие нагрузочной характеристики двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) при частоте вращения коленчатого вала двигателя n = 1500 мин$^{-1}$ и со штатным углом опережения впрыска топлива.

При определении нагрузочной характеристики (рис. 3), определялись: Gт - часовой расход топлива, кг / ч; ge - удельный расход дизельного топлива, г / кВт * ч; CO - концентрация оксида углерода в отработавших газах,%; CmHn - концентрация углеводородов в отработавших газах, млн$^{-1}$; NOx - концентрация оксидов азота в отработавших газах, млн$^{-1}$; N - дымность отработанных газов, определенная по коэффициенту ослабления светового потока,%; Per - процентное значение величины добавки водородсодержащих газа в соответствии с массой топлива (рис.1). Во время экспериментальных исследований использовались стала добавка водородсодержащих газа - 14,5 л / мин. Поскольку часовой расход дизельного топлива менялась, то процентное значение добавки водородсодержащих газа тоже было разным и менялось от 25,34% до 5,32% (рис. 1).

Ставилась задача - определение оптимальной его количества для данного режима работы дизеля, исходя из наибольшей топливной экономичности.

Уменьшение часовой Gп и удельного ge расхода топлива (рис.1) составило приближенно до 3,5% во всем диапазоне нагрузочной характеристики. Так что при добавлении водородсодержащих газа наблюдается незначительное повышение мощности двигателя, удельный расход топлива позволяет проводить качественное сравнение результатов экспериментальных исследований и определения влияния добавок водородсодержащих газа в топливную экономичность дизеля. По нагрузочной характеристикой (n = 1500хв-1) дизеля 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) повышение мощности составляло 1,5%. Максимальное уменьшение удельного расхода дизельного топлива было зафиксировано при величине массовой добавки водородсодержащих газа в 5,32% и составил 4,75%. Изменение концентраций вредных веществ в отработанных газах составляла CO осталась практически неизменной во всем диапазоне нагрузочной характеристики, углеводородов CmHn снижалась в среднем на 29%, оксидов азота NOx имела незначительное снижение в режимах холостого хода и малых нагрузок, вероятно вызвано дополнительным обеднением топливо-воздушной смеси. На режиме, близком к максимальной нагрузки, их концентрация равна при работе двигателя на штатном дизельном топливе. Дымность отработанных газов определялась по коэффициенту ослабления светового потока N. Ее показатели оставались практически идентичными, а их снижение, при применении добавки водородсодержащих газа находилось в пределах

погрешности измерения прибора. При работе двигателя в режиме близком к максимальной нагрузки наблюдалось уменьшение дымности до 20%

Вывод. Использование добавок водородсодержащего газа в воздушном заряда дизеля уменьшает часовой расход дизельного топлива при работе двигателя в режиме минимальной частоты вращения холостого хода в среднем на 3-5%. Оптимальной добавкой водородсодержащих газа для двигателя 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) при работе в режиме холостого хода (n = 600 мин$^{-1}$) является добавка - 3 л / мин. Оптимальным углом опережения впрыска дизельного топлива при добавлении водородсодержащих газа 3 л / мин можно считать угол в 25-26 град. п.к.в., дизеля 4Ч11,0 / 12,5 (Д-241) (n = 600 мин$^{-1}$). То есть, изменение установочного угла для данного двигателя в режиме минимальной частоты вращения холостого хода является нецелесообразным. Добавление добавок водородсодержащих газа в воздушного заряда дизеля улучшает топливную экономичность при работе двигателя в нагрузочном режиме в среднем до 3,5%. Наиболее оптимальной добавкой водородсодержащих газа можно считать добавки близки к 5%.

Литература.

[1] А.А. Сирота Повышение экономичности судовых ДВС путем использования водорода в качестве добавок к топливу. / А.А. Сирота // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2006.-№1.-С.63-67

[2] В.М. Фомин, Р.Р. Хакимов, Д.В. Шевченко Водород как химический реагент в кинетических механизме образования углерода в дизеле / Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе» - № 3 (21) - 2011 г.- с.10-14

STUDY ON THE POSSIBILITY OF FORCING DIESELS TO A SPECIFIED LEVEL

ALEXANDER GOTS

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ФОРСИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ ДО ЗАДАННОГО УРОВНЯ

АЛЕКСАНДР ГОЦ

Abstract. The results of numerical studies boosting diesels 4CHN 10,5/12 liter capacity up to 22,1 (30); 25,7 (35); 29,4 (40) kW/l (HP/l). It justifies the most appropriate indicators of a diesel engine for the task.

Keywords: modes of operation, rated power, maximum torque, boost, specific fuel consumption, torque reserve

At the Department "Heat engines and power plants" the University was conducted to justify the design decisions in order to create a family of diesel engines 4ЧН 10,5/12 liquid-cooled with boost level 22,1 (30); 25,76 (35) 29,44 (40) kW/l (HP/l) as the nominal frequency of crankshaft rotation from 2000 to 2800 min^{-1} without changing the design of the diesel engine (without intermediate cooling charge air and oil cooler). Given that the working volume of the diesel iVh =4,15 l, this corresponds to an effective capacity of 91.7; 106.9 and 122 2 of kW (with capacity calculations may vary within 1 %).

We calculated cycles of the diesel engine at rated speeds of 2000, 2200, 2400, 2600, 2800 min^{-1}. Some results of calculations of the theoretical cycles of diesel are given in table.1, from which it follows that the liter capacity of 22.1 kW/l with n_n=2000 min^{-1} is achieved when the rate of rise of air pressure in the compressor π_k=2.5 and the coefficient of excess air at nominal mode α=1,63. The maximum torque (the M_{emax}=481 N·m about n=1350 min^{-1} and power 68,1 kW) correspond to the values π_k =2,42 and α=1,45. However, the high pressure gases in the cylinder at end of compression p_c=10,9 MPa when the maximum cycle pressure p_z=14.8 MPa is assumed significant displacement of the combustion process on the expansion line. In addition, to achieve a given power, mechanical efficiency should be a relatively high value (up to 0.85).

With increasing frequency of rotation of a cranked shaft rated speed 2000 to 2800 min^{-1} required degree of increase of the boost pressure p_k is reduced from 2.50 up to 1.88 while increasing the excess air ratio α from 1.63 to 1.86 and the reduction gas temperature before the turbine, T_t from 735 to 635°C. taking into account the constraints, the attainment liter capacity 30 HP// becomes real at the frequency of rotation of a cranked shaft at nominal conditions n_n ≥ 2400 min^{-1}. This mode was tested the possibility of reducing the required boost pressure by increasing the speed ratio $K_n = n_n / n_{M_{e\max}}$. The degree of influence on indicators of the cycle in n_n = 2400 min^{-1} can be estimated according to the table. 2.

The increase in the K_n from 0.625 to 0,643 allows for α increase from 1,45 to1,49 to reduce the value of the degree of pressure increase from 2.15 to 1.70.

However, the use of such ways to reduce p_k is impractical because it leads to a noticeable reduction in torque and nominal safety factor torque μ_n (reduced from 18.6 to 15.3). To keep the torque at a lower pressure p_k to a certain extent can be ensured by reducing the excess air ratio α. So when n_{Memax} = 1600 min^{-1} and the values α= 1.5; 1.48 and 1.45 area, you can lower π_k = 2,0; 1,95; 1,9, although rising gases before the turbine, T_t = 726; 729; 733. It is also inadvisable because of the risk of appearance of smoke.

Performance of cycle diesel engine without cooling the air after the compressor, with a liter capacity of 25.7 kW// (35 *HP*/*l*), are given in table. 3. The calculations started with the rotation frequency n_n = 2200 min^{-1}. In this mode, the necessary degree of pressure increase should be equal to 2.95. To really get a given liter capacity when $\pi_k \leq 2{,}20$, only when crankshaft rotation speed 2600 min^{-1} and the mechanical loss factor η_m not less than 0,84. Also noted that the preservation liter power mode n_n =2800 min^{-1} by reducing the rate of pressure rise from 2.1 to 1.75 requires the decrease of the coefficient of excess air α of 1.70 to 1.51(table 3).

Achieving litre capacity 40 *HP* // (29,4 *kW*/*l*) without cooling air-ha after the compressor when engine speed is 2400 min^{-1} possibly when the rate of pressure rise π_k = 3,85 (table .4). When n_n = 3200 min^{-1}, it is reduced to 2.5, and the maximum combustion pressure is reduced to 16 MPa. The results of calculation cycles show that the achievement specific power 40 *HP/l* without the cooling air after the compressor is virtually impossible. For a preliminary assessment of opportunities for achieving data liter capacity diesel engine with turbocharger *C*13 point of their joint work at rated speed and maximum torque applied to the universal characteristic of the compressor (Fig. 1).Point collaboration diesel and turbocharger at rated speed and maximum torque are connected by a dash-dotted lines and have labels, numeric values, which correspond to the attitude. The obtained distribution shows that with increasing speed, the joint work of diesel engine and turbocharger C13 is moved to zones with lower values of rate of pressure rise of the Republic of Kazakhstan and the higher efficiency compressor.

So when N_{el} = 30 *HP* //*l* and n_n = 2400 min^{-1} the value of π_k is reduced to 2.25, and working together in the zone of maximum compressor efficiency occurs only when n_n = 2800 min^{-1} and π_k = 1,8. The mechanical efficiency at n_n = 2400 min^{-1} is put equal to 0,81, while n_n = 2800 min^{-1} – 0,78. At speeds $n_n \leq 2400$ min^{-1} to obtain liter capacity 30 *HP/l* will prevent insufficient stock to surge on the maximum torque.

Table 1.The results of calculations of the theoretical cycles of diesel 4CHN 10,5/12 literthe power of 22.1 kW/l (30 HP/l)

№ №	Indicators cycle	The value of Ne and Me modes, nominal and maximum torque									
1	Modes	Nomi-nal	Maximum torque	Nominal	Maximum torque	Nominal	Maximum torque	Nominal	Maximum torque	Nominal	Maximum torque
2	N_e, kWt	91,8	68,0	91,8	68,0	91,8	68,0	91,8	68,0	91,8	68,0
3	n, min^{-1}	2000	1350	2200	1400	2400	1500	2600	1600	2800	1800
4	π_k	2,50	2,42	2,40	2,35	2,25	2,15	2,05	1,95	1,88	1,70
5	α	1,63	1,45	1,74	1,45	1,80	1,45	1,85	1,46	1,86	1,49
6	M_e, N·m	438	481	399	464	365	433	337	406	313	361
7	g_e , g/(kWt·h)	235	235	237	240	238	243	237	243	241	245
8	$\eta_м$	0,83	0,85	0,83	0,85	0,81	0,83	0,80	0,82	0,78	0,80
9	p_e, MPa	1.326	1,455	1,206	1,403	1,105	1,309	1,020	1,227	0,948	1,091
10	p_a, MPa	0,245	0,237	0,235	0,230	0,221	0,211	0,201	0,191	0,185	0,167
11	p_c, MPa	10,916	10,586	10,503	10,296	9,881	9,466	9,048	8,036	8,354	7,579
12	$p_{z\,max}$, MPa	14,8	15,0	14,8	15,0	14,8	15,0	14,8	15,0	14,8	15,0
13	T_t , °C	735	774	699	770	672	754	648	737	635	704
14	G_k (V_k), kg/c (m^3/c)	0,141	0,0934	0,1515	0,0951	0,1585	0,0962	0,1618	0,0965	0,1651	0,0995

Table 2. The effect of speed ratio on the performance of diesel 4CHN 10,5/12

Speed coefficient K_n	0,675	0.636	0,625	0,615	0,643
The rotational speed of a crankshaft , $n_{M_{e\max}}$, min^{-1}	1350	1400	1500	1600	1800
The rotational speed of a crankshaft n_n, min^{-1}	2000	2200	2400	2600	2800
The torsion moment $M_{e\max}$, N·m	481	464	433	406	361
The torque at nominal mode, %	9,8	16,2	18,6	20,4	15,3
The degree of pressure increase in π_k mode $M_{e\max}$	2,42	2,35	2,15	1,95	1,70
The excess air ratio α in the mode $M_{e\max}$	1,45	1,45	1,45	1,46	1,49

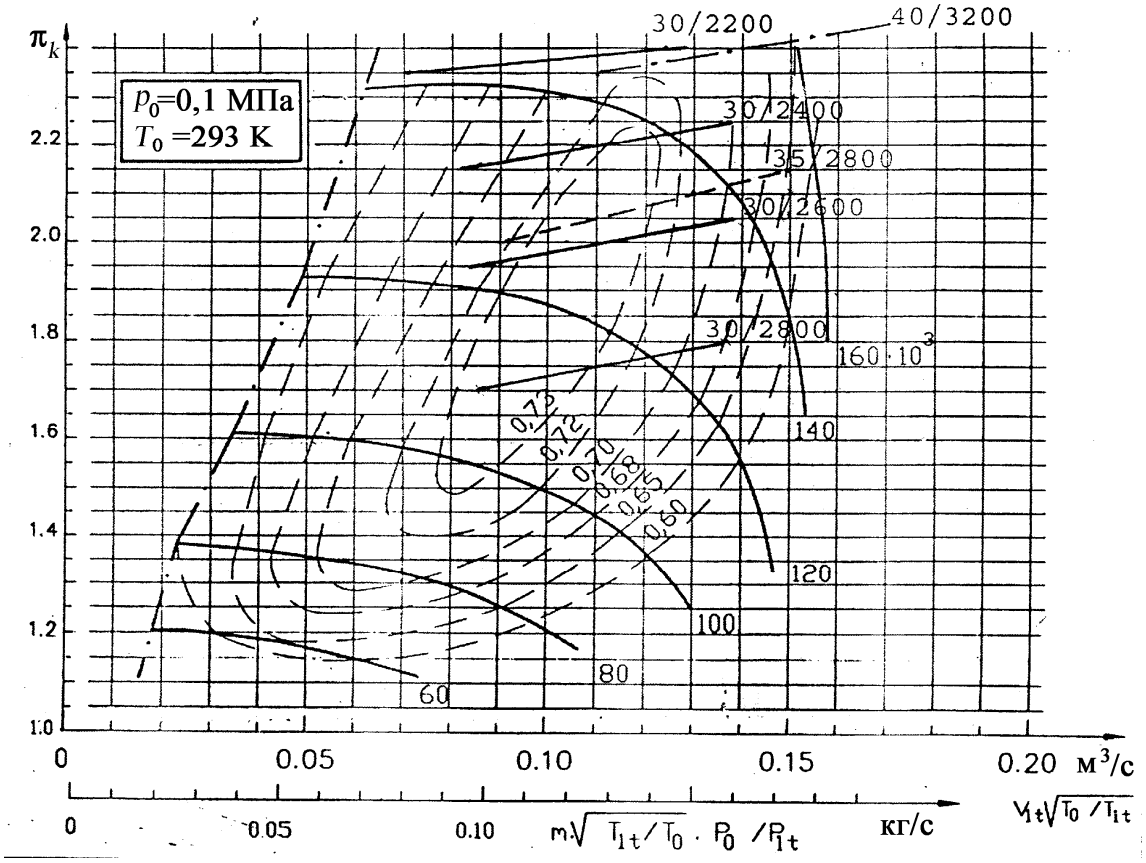


Fig.1. The characteristics of the turbocharger C13 (Czech Republic)

Table 3. The results of the calculations of the theoretical cycles of diesel 4CHN 10,5/12 liter with a capacity of 25.7 kW/l (35 HP/l)

№ №	Indicators cycle	The value of N_e and M_e modes for nominal and maximum torque									
1	Mode of operation	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque
2	*Ne*, kWt	107,1	77,1	107,1	77,1	107,1	77,1	107,1	77,1	107,1	77,1
3	n, min^{-1}	2200	1400	2400	1500	2600	1600	2800	1800	2800	1800
4	π_k	2,95	2,85	2,70	2,60	2,50	2,40	2,10	2,00	1,75	1,70
5	α	1,64	1,41	1,73	1,46	1,79	1,45	1,70	1,48	1,51	1,48
6	*Me*, N·m	465	526	426	491	394	460	365	409	365	385
7	g_e , g/(kWt·h)	245	246	239	240	238	244	242	240	242	244
8	$\eta_м$	0,84	0,86	0,83	0,85	0,81	0,84	0,80	0,83	0,80	0,81
9	p_e, MPa	1.4063	1,5913	1,2885	1,4840	1,4595	1,3922	1,3816	1,2374	1,1049	1,1249
10	p_a, MPa	0,2891	0,2793	0,2646	0,2548	0,2450	0,2352	0,2058	0,1960	0,1715	0,1975
11	p_c, MPa	12,7603	12,355	11,746	11,338	10,929	10,497	9,253	8,835	7,787	8,835
12	$p_{z\,max}$, MPa	14,0	14,5	14,0	14,5	14,0	14,5	14,0	14,5	14,0	14,2
13	$T_т$,°C	777	821	729	788	698	781	700	739	725	749
14	G_k (V_k), g/s (m^3/s)	0,1723	0,1072	0,1772	0,1083	0,1830	0,1097	0,1764	0,1099	0,1572	0,1362

Table 4. The results of the calculations of the theoretical cycles of diesel 4ЧН 10,5/12 liter power 29,4 kW/l (40 HP/L.)

№ п/п	Indicators cycle	The value of N_e and M_e modes for nominal and maximum torque									
1	Mode of operation	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque	Nominal mode	Maximum torque
2	N_e, kWt	122,4	90,6	122,4	90,6	122,4	90,6	122,4	90,6	122,4	90,6
3	n, min^{-1}	2400	1500	2600	1600	2800	1700	3000	1800	3200	2000
4	π_k	3,85	3,80	3,55	3,50	3,00	2,90	2,70	2,60	2,50	2,35
5	α	1,87	1,49	1,93	1,46	1,88	1,48	1,89	1,46	1,87	1,46
6	M_e, N·m	487	577	450	540	417	509	390	481	365	433
7	g_e , g/(kWt·h)	243	256	243	265	241	246	240	247	246	255
8	$\eta_м$	0,80	0,83	0,81	0,83	0,80	0,82	0,78	0,80	0,77	0,78
9	p_e, MPa	1.4729	1,7453	1,3598	1,6317	1,2623	1,5396	1,1786	1,4536	1,1046	1,1382
10	p_a, MPa	0,3773	0,3724	0,3479	0,3430	0,2940	0,2842	0,2646	0,2548	0,2450	0,2303
11	p_c, MPa	16,001	15,809	14,806	14,583	12,973	12,568	11,755	11,346	10,910	10,296
12	$p_{z\,max}$, MPa	17,0	17,5	17,0	17,5	17,0	17,5	17,0	17,5	16,0	16,5
13	$T_т$,°c	760	837	727	850	709	798	687	783	689	774
14	G_k *(Vk),* kg/s (m^3/s)	0,2233	0,1391	0,2306	0,1406	0,2226	0,1322	0,2228	0,1308	0,2262	0,1359

The point of joint operation of the diesel engine and turbocharger at rated speed and maximum torque are connected by a dash-dotted lines and have labels, numeric values, which correspond to the attitude $N_{el}(HP/L)/n_n, \min^{-1}$. The resulting distribution shows that with increasing speed, the joint work of diesel engine and turbocharger C13 is moved to zones with lower values of pressure ratio π_k and higher efficiency of the compressor.

So when you N_{el}= 30 HP/l and n_n = 2400 min^{-1} the value of π_k is reduced to 2.25, and collaboration in the zone of maximum efficiency of the compressor occurs only when n_n = 2800 min^{-1} and π_k = 1,8. The mechanical efficiency at n_n = 2400 min^{-1} is assumed to 0,81, while n_n = 2800 min^{-1} – 0,78. Speed modes

$n_n \leq$ 2400 min^{-1} getting liter capacity 30 HP/l will prevent insufficient surge margin at peak torque.

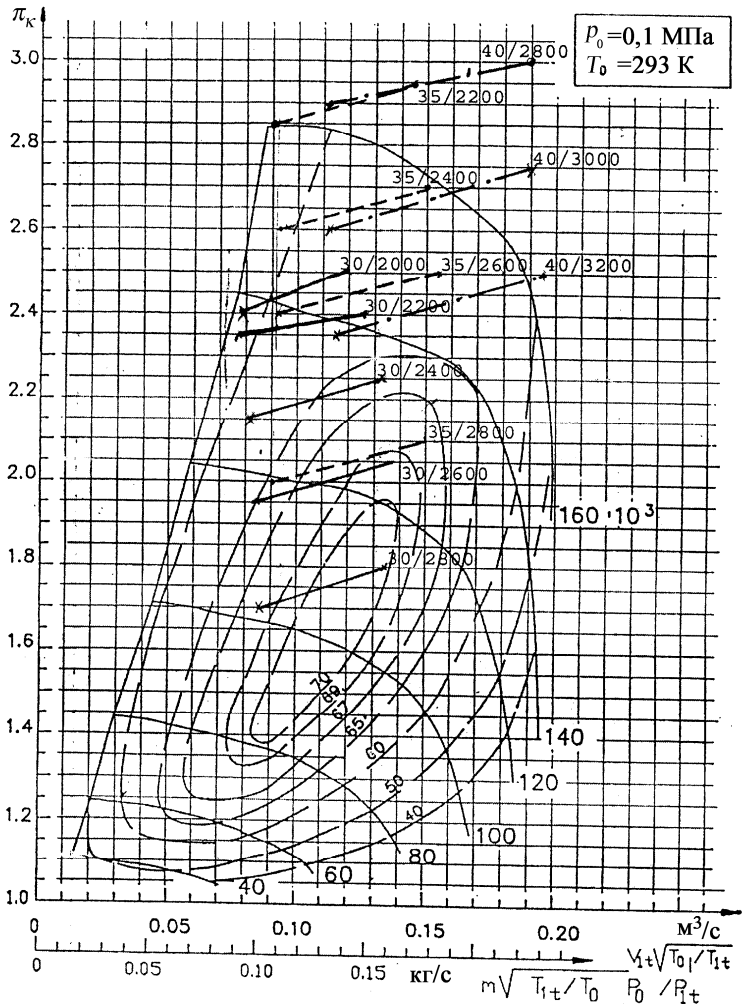


Fig. 2. The characteristics of the turbocharger C14 (Czech Republic)

Turbocharger C14 (model 1464) allows to increase the pressure ratio in the compressor to π_k = 2.85, but at relatively low values of efficiency. In Fig. 2 shows the agreement characteristics of this compressor and diesel. As with turbocharger C13 achieve N_{el} =30 HP/l at the frequency of rotation of the crankshaft n_n =2000 min^{-1} will prevent the likelihood of surging.

So at peak torque surge margin equal to about 7%, which is the limit of acceptable values. Therefore, further increase in the load on the external speed characteristic becomes dangerous. With increasing speed up to 2400 min-1 margin to surge on the maximum torque is more than 50%, i.e. in this case, the turbocharger can be used to boost the specified diesel.

Thus, improving liter power diesel with 22.1 kW/l (30 HP/l.) to 29.4 kW/l (40 HP/l) with the use of turbochargers having characteristics similar to turbochargers C13 and C14 (Czech

Republic), without intermediate cooling of the charge air is possible only by increasing the frequency of rotation of the crankshaft, respectively:
at 30 HP/l to 2400 min^{-1};
at 35 HP/l to 2800 min^{-1};
at 40 HP/l to 3200 min^{-1}.
At lower speeds, the modes of the points corresponding to modes of combined operation of diesel and turbocharger, are in areas of relatively low efficiency of the compressor and close to the border surge. Additionally, you will have a high value of the gas temperature before the turbine.

Reference list

1. Gavrilov A. A., Gots A. N. Turbocharger model in the cycle of the engine. belt pressure inlet air / Fundamental research , №8 (part 1), 2013. P. 24-28.
2. Gavrilov A. A., Ignatov M. S., Efros V. V. Calculation of cycles of reciprocating engines: Proc. Manual/ Vladim. State University – Vladimir, 2003. – 124 p.
3. Gavrilov A. A., Ablaev A. Yu., Calculation of gas-dynamic parameters of a turbocharger for supercharging reciprocating internal combustion engines: Textbook. Manual/Vladim. State University – Vladimir, 2001. – 60 p.
4. The internal combustion engines. KN.1. The theory of working processes: Textbook for universities/ B. N. Lukanin [et al.]; Under the editorship of V. N. Lukanin and M. G. Shatrov.– M.: Higher school., 2005. – 479 p.
5. Gavrilov A. A., Gots A. N. The influence of external factors on the pressure of the working fluid in the cycle piston engine./ Materials of V-th Vseukrainska tekhn. conference with midwar. participation "Contemporary problems of propulsion engineering: status, ideas, decisions". Ukraine, Pervomaisk, 2013. Pp. 52-59.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations» *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

FEATURES OF THE CALCULATION CYCLE PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATING ON GASEOUS FUEL

Alexander Gavrilov, Alexander Gots

Abstract. The mathematical model and algorithm of calculation of the cycle of a piston internal combustion engine operating on gaseous fuel. The influence of the performance cycle to the pressure value taking into account features of application of gas fuels

Key words: pressure, gas exchange, mass of the fresh charge, the cylinder. inlet pipe, outlet pipe, temperature, flow.

Introduction. On the positive properties of natural gas as a motor fuel was known at a very early stage generation of gas engines. Gaseous fuel provides better mixture formation and has a high anti-knock resistance, which allows to apply a higher compression ratio than gasoline engines. In addition to the advantages of gas fuel, for example, natural gas, include: increase engine life in 1.5 times; the lack of detonation (octane gas 105 - 110); the lack of carbon deposits on pistons and spark plugs, which increases their service life in 1,5-2 times;; more long-sory work life engine oil (1.5-2 times) with its beneficial influence on the service life of all parts, the wear of which depends on the quality of the grease; the substantial improvement of ecological parameters of exhaust gases [1]. The transition to gas is the solution of environmental problems coupled with the economic effect. Gas fuel are quite diverse for a lower calorific value, place and method of their production, the state in which the gas is before entering the mixer or directly into the engine cylinder. These and other features of gases significantly affect the indicators of gas exchange, the composition of the fuel-air mixture and the combustion process that must be considered when modeling the cycles of gas engines. The article describes the features implemented in the payroll processes in the cycle of a reciprocating engine operating on gaseous fuel of different composition.

For the upgraded mathematical model of the cycle, in relation to the engine operating on gas fuel with a different way of ignition of the gas mixture, as the source adopted a quasi-stationary model cycle turbo engine, running on liquid fuel, a detailed description of which is given in [2, 3, 4, 5]. The model includes the equations of thermodynamic processes, equations of energy balance, mass conservation, a state equation of heat dissipation, empirical and other dependencies. In the algorithm of the calculation cycle is taken the step of using the equations $\Lambda\varphi = 1^{\circ}$ DCR (degrees of crankshaft rotation). The relationship between the crankshaft angle φ and time τ is expressed by the formula $\varphi = (360n/60)\tau = 6n\tau$, where *n* – frequency of rotation of a cranked shaft, mines^{-1}, τ – time, sec.

Presentation. As mentioned in [2, 3, 4], the most informative parameter by which to evaluate the adequacy of the model conversion of heat into mechanical work in the cylinder, is the character of pressure change of the working fluid during the cycle. It depends on the changes in 4 factors: the volume of the cylinder *V*, of the mass of the working fluid in the gas exchange *M*, characteristics heat supply (combustion air-fuel mixture) Q_x and heat transfer to the walls space inside the cylinder Q_w. The total increment $dp/d\tau$, under the assumption that the variation of each term depends on only one factor, you can represent as a sum of increments:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial V}\frac{dV}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial M}\frac{dM}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_x}\frac{dQ_x}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_w}\frac{dQ_w}{d\tau}, \quad (1)$$

where each term involves changing only one factor: the volume *V*, the mass of the working medium *M*, Q_x heat supply, heat transfer Q_w.

Conclusion and structure of the equations for each term in (1) detail considered in work [2]. In the modified model equations for calculating the incremental pressure changes from the cylinder volume *V* and heat transfer Q_w, and the pressure and temperature in the intake system, type of fuel has no effect. Will bring the value of the components in (1) without conclusion.

The increment from changes in the volume of the cylinder

$$\frac{\partial p}{\partial V}\frac{dV}{d\tau} = -\frac{k\,p}{V}\frac{dV}{d\tau}, \tag{2}$$

where from equations $pV^k = \text{const}$ (the adiabatic index *k* depends on the composition and process of the state change of the working fluid) $\frac{\partial p}{\partial V} = -\frac{k\,p}{V}$, $\frac{dV}{d\tau} = \omega F_p r\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$, ω – angular velocity*;* F_p – the area of the piston; *r*– the radius of the crank; *L* – the length of the connecting rod.

The pressure and temperature in the outlet line

$$\frac{dp_p}{d\tau} = \frac{R}{V_P}\left(\sum_{j=1}^{i}\frac{(c_p)_p}{c_P}G_j T_j - G_{pc}T_P - G_t T_P\right); \tag{3}$$

$$\frac{dT_P}{d\tau} = \frac{T_p R}{p_P (c_p)_p}\frac{dp_P}{d\tau}, \tag{4}$$

In equations (1)-(4) *R* – gas constant, J/(kg•grad); *V*, V_p – volume of cylinder (current) and exhaust systems (pipeline and canals), m^3; $p, p_p, T, T_p -$ pressure (PA) and temperature (K) in the cylinder and the outlet line; $c_P, (c_p)_p$ – a specific heat of the working fluid in the cylinder and the release by the pipeline , j/(kg•grad); *i* - number of cylinders connected to the pipeline;, *j* – the number of the cylinder; and, G, G_{pc} – the cost of the exhaust gas through the valve in the release process and the possible, when $(p_P \succ p)$, returning from their exhaust pipe into the cylinder (hereinafter, kg/s); G_t – the gas flow through the turbine or at the exit of the pipeline.

Consider due to the use of gaseous fuel features of the structure and use of the second term in equation (1), taking into account the change in mass of the working medium *M* and the nature of the combustion of the gas mixture Q_x, as well as equations for calculating the pressure p_s and temperature T_s in the intake system.

In contrast to liquid hydrocarbon fuels, gaseous fuels have a major difference in elementary composition. Statistics show a large dependence from the place of production of raw materials and production technology. For example in table 1 the data of structure 4 gaseous fuels in the denominator indicates the fraction δi of ten basic elements: CH_4, methane; C_2H_6 is ethane; C_3H_8 – propane; C_4H_{10} – butane; C_nH_m - heavy hydrocarbons; H_2 – hydrogen; CO - carbon monoxide, N_2 – nitrogen; CO_2 - carbon dioxide; O_2 – oxygen.

Table 1. The composition of some gaseous fuels

№ №	Composition. Gas	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_nH_m	The lower calorific value of fuel *Hu*, kJ/m³
		H_2	CO	N_2	CO_2	O_2	
1	Compressed natural	0,91	0,0296	0,0017	0,0055	-	35797.0
		0,0014	0,0014	-	-	-	
2	Propane-butane Car	-	-	0,5	0,5	-	102127,3
		-	-	-	-	-	
3	water	-	-	-	-	-	11807,42
		0,5	0,5	-	-	-	
4	Generator from wood chocks	0,036	-	-	-	-	5136,94
		0,144	0,18	0,54	0,09	0,01	

This diversity of elemental composition of fuel gas characteristic and composition of the fuel-air mixture. This is evidenced by the data given in table 2. Theoretically required amount of air for combustion of the fuel unit L_0 and the lower heat of combustion H_u are calculated by known equations [5].

Table 2. Theoretically required air for combustion of the unit fuel L_0

№	Gaseous fuel	ρ_{gaz}, Kg/m^3	L_0		H_u	
			kg air/ kg gas	m³ air /m³ gas	kJ / kg	kJ/ m³
1	Natural gas	0,7193	15,624	9,619	48352	34781
2	Propane-butane Car	2,0592	15,688	27,644	49514,6	101961
3	Water gas	0,6055	4,639	2,404	19488,4	11800.0
4	Generator from wood chocks	1,0224	1,286	1,125	4997,4	5109,3

The gas density is calculated according to the equation

$$\rho_{gsz} = \rho_a \sum_{j=1}^{i=10} \delta_j \, \overline{\partial}_j ,$$

where $\rho_a -$ is the air density under the conditions of comparison; $\delta_j -$ the proportion of the *j*-th element in a gas fuel; $\overline{\partial}_j -$ the ratio of the density of the *j* –th element in the gaseous fuel and density of air. The relations $\overline{\partial}_j$ are given in table. 3.

Table 3. The ratio of the density of the *j –th* element in the gaseous fuel and density of air

J	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Component	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_nH_m	H_2	CO	N_2	CO_2	O_2
$\overline{\partial}_j$	0,554	1,048	1,5206	2,0042	2,0042	0,06952	0,9669	0,9673	1,5291	1,1053

The gas content in the cyclic mass of fresh charge M_{sz}, consisting of the air M_a and gas M_{fg}, as well

$$\delta_{gaz} = \frac{M_{fg}}{M_{sz}} = \frac{M_{fg}}{M_a + M_{fg}} , \qquad (5)$$

significantly depends on the value of the lower calorific value and varies widely from 4 to 50%. Larger values inherent in the generator gases.

If we turn to the formula $p_i = \frac{H_u}{L_o}\frac{\eta_i}{\alpha}\eta_v \rho_s$, we see that the value has been given-Noah indicator (middle indicator pressure) is determined by the values H_u, L_0, ρ_s and adopted by the air excess factor α. This circumstance in the absence of experimental data, makes it difficult to select the parameters defining the composition of the gas mixture, in the preparation and execution of the calculation cycle. The adoption of the composition of the gas mixture is an important step in determining and obtaining accurate specific consumption of fuel gas v_e. m^3 /(kW•h) for obtaining the given power.

According to statistics, the cyclic mass of fresh charge in the cylinder of the engine without the boost in the nominal mode is in the range (0,9...1,1) grams per 1 dm^3 of the working volume of the cylinder. Therefore, in the first approximation, for you to Bora parameters determining the composition of the gas mixture, it is recommended to use the ratio

$$\alpha L_0 \, g_e = (0{,}9...1{,}1)\frac{30\, i\, n_e V_h}{N_e} , \qquad (6)$$

where L_0, kg air /kg fuel; g_e,= v_e ρ_{gaz}, kg/(kWt·h); N_e, kWt; n_e, min^{-1}; V_h, m³; $i -$ number of cylinders.

In gas engines with the boost value indicative of the cyclic mass of the charge is increased in accordance with the degree of pressure increase π_k.

Since, in gas engines usually use an external mixing in special mixers, the flow rate of fresh charge G_1 entering through the valve into the cylinder is a mixture, with the gas content δ_{gaz} in accordance with (5) and the equation to calculate the second term in equation (1) has the form

$$\frac{\partial p}{\partial M}\frac{dM}{d\tau} = \frac{R}{V c_p}\left(-c_p G T + (c_p)_p G_{pc} T_P - c_p G_{cs} T + (c_p)_s (G_{sc} + G_1) T_s - c_p G_{1s} T\right). \qquad (7)$$

Mass and temperature are calculated by the formulas:

$$\frac{dM}{d\tau} = -G + G_{pc} - G_{cs} + G_{sc} + G_1 - G_{1s}; \quad (8)$$

$$T = pV/(R\,M). \quad (9)$$

Increment pressure p_s and temperature T_s in the intake system are determined by the equations:

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{R}{V_s}\left[G_k T_k - \sum_{j=1}^{i}\left(G_1 + G_{sc}\right)_j T_s + \frac{c_P}{\left(c_p\right)_s}\sum_{j=1}^{i}\left(G_{1s} + G_{cs}\right)T\right]; \quad (10)$$

$$\frac{dT_s}{d\tau} = \frac{RT_s}{p_s\left(c_p\right)_s}\frac{dp_s}{d\tau}. \quad (11)$$

In equations (7 - 11): - the specific heat of the working fluid in the inlet pipe (j/(kg•drag)) and its volume; G_{cs}, G_{sc} - the cost of the exhaust gas when casting them into the intake duct $(p \succ p_S)$ at the overlap of the valves and the return to the cylinder; $G_1 -$ the flow of fresh charge from the intake pipe into the cylinder; G_{1S} – the flow in a reverse ejection $(p \succ p_S)$ of the working fluid from the cylinder into the intake tubing in the compression stroke; T_k , G_k – the temperature and the flow rate of fresh charge through the inlet section of the inlet pipeline (when the boost through the compressor).

The calculation process of the release of combustion products and intake fresh charge into the cylinder during the programme starts from the moment you start opening the exhaust valve. To ensure the convergence of the parameters at the beginning and end of the cycle provided by an iteration. The calculation algorithm provides for continuous control of the composition of the working fluid during the cycle. In the costs and cycle of the working masses of the body are allocated on a gas, air, products of combustion, and the diesel engine and a dose of liquid fuel, a share asked δ_{diz}. This approach requires the calculation of the combustion process. The nature of combustion of the gas mixture is significantly affected by the ignition timing or commencement of injection dose of diesel fuel in diesel engine $\Delta\varphi_f$ rotate the crankshaft to top dead center. To calculate the angle (time) of the ignition delay of the mixture, use the following formula [2], which provides satisfactory convergence of the calculated and experimental results:

$$\varphi_i = 6n_e\, B_i\, \alpha\, w_p^{0,754}\, p_f^{0,242}\, T_f^{0,270}, \quad (12)$$

where p_f, T_f – the pressure and temperature of the working fluid at the time of submission of the spark or the start of injection of diesel fuel; $w_p -$ average speed of piston; $\alpha -$ the air excess factor; $B_i -$ the correction factor. Angle defines the beginning of a sharp rise of pressure in the cylinder (beginning of heat supply).

The amount of heat Q_z released in the cylinder during the period of combustion of fuel, is determined by the equations:

- upon ignition of the mixture from a spark $Q_z = Q_{zg} = \xi_z\, H_{ug}\, m_{fg}$;
- for gas-diesel process $Q_z = Q_{zd} + Q_{zg} = \xi_z\,(H_{zd}\, m_{fd} + H_{ug}\, m_{fg})$,

where $H_{ug}, H_{ud} -$ the lower calorific value of gas and diesel fuel; ξ_z heat recovery; $m_{fg}, m_{fd} -$ cyclic mass of the gas and dose of diesel fuel.

The internal energy of the working fluid in the cylinder at the moment of ignition of the fuel-air mixture and its combustion are calculated based on the content in the mixture: air, fuel and products of combustion.

Change the current pressure and the composition of the working fluid, supplied it of heat in the combustion process are determined using the characteristics of heat dissipation. The

proportion of the heat evolved to the point in time $x = Q_\varphi / Q_z$ (dissipation) is calculated by the known

$$x = 1 - e^n . \quad (13)$$

The exponent of the exponential for the engine with the ignition of the mixture from a spark $n = -6.908\left(\frac{Q_{\varphi g}}{Q_z}\right)^{m+1}$ and for diesel $n = -6.908\left(\frac{Q_{\varphi d} + Q_{\varphi g}}{Q_z}\right)^{m+1}$, where $Q_{\varphi g}, Q_{\varphi d}$ – the current amount of heat released to the amount of time the combustion gas and the dose of diesel fuel; *m* indicator of character of combustion. In the model previously adopted, the duration of the complete combustion of the diesel fuel dose equal to the duration of the ignition delay of the mixture (due to the lack of experimental data).

Changes in the composition of the working fluid is performed in accordance with the equation $m_{r2} = m_r + m_{sz}\, dx / d\tau$, where $m_r, m_{r2} -$ the mass of the combustion products at the beginning and end of the calculation step; $dx / d\varphi$ - the rate of heat release (combustion of fuel), and in the second model, the proportion of heat released per one degree of crankshaft rotation, $\Delta x = x_\varphi - x_{\varphi-1}$. At the end of combustion the working fluid is a mixture of combustion products and excess air (when $\alpha > 1$).

When modeling gas turbine boost cycle gas engine made that the compressor pumps clean air. Therefore, the results of calculation of the cycle gas engine will be close to actual if the ratio (mass) of fuel G_f consumption to the consumption of fresh charge will be less than 0.1, i.e. $G_f / (G_a + G_f) \prec 0{,}1$ [3]. The naturally aspirated engines running on the gas generator, the model is not provided, due to the lack of experimental data.

The increment of the pressure in the cylinder during the combustion of the fuel-air mixture

$$\frac{\partial p}{\partial Q_x}\frac{dQ_x}{d\tau} = \frac{1}{V}\left[Q_z - \left(U_{\tilde{n}} - U_f\right)\right]\frac{dx}{d\tau}, \quad (14)$$

where $Q_f = xQ_z$ is the current the amount of heat released during the combustion of fuel; *x* – characteristic heat release (burn) [1, 5]; Q_z – the quantity of heat liberated in the combustion cyclic dose of fuel; U_c, U_f - the internal energy of the working fluid at the end of the compression process and the current during the combustion of fuel (Joule); *x* – is the characteristic dissipation; $dx / d\tau$ – the relative speed of fuel burn.

Pressure increment due to heat transfer

$$\frac{\partial p}{\partial Q_w}\frac{dQ_w}{d\tau} = -\frac{(k-1)}{V}\frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (15)$$

The heat involved in the heat transfer between the working fluid and the walls of the space inside the cylinder is calculated by the formula of Newton-Richman

$$Q_w = \alpha_w \sum F_x (T - T_x),$$

where α_w – heat transfer coefficient; F_x – surface area of the piston of the cylinder cover and the mirror surface of the cylinder in a given time; T – current temperature of the working body; T_x – temperature of the corresponding surface of the space inside the cylinder.

Conclusion. The mathematical model and the software package was tested in the calculation cycle to 10 different gas fuels. In table 4 analyzed comparison of calculated performance of the engine, the dimension of D/S=10,5/12, when n=2000 min^{-1}, α=1.05, compression ratio 14.5, and two methods of ignition of the gas mixture.

Таблица 4

Table 4. Estimates of gas engine and diesel engine

Indicator	Ignition from a spark	Diesel engine
Nominal power, kW	36,9	39,9
Effective specific fuel consumption: gas, m^3/(kW·h), (kg/(kW·h)) diesel fuel, kg/(kW·h)	0,509 (0,366)	0,472 (0,339) 0,032
Filling ratio	0,808	0,809
The start angle feed the spark (diesel fuel injection), ° rotate the crankshaft to top dead center	16	14
The ignition delay of the mixture, ° rotate the crankshaft	13	12
The angle of start of combustion, ° rotate the crankshaft to top dead center	3	2
The duration of combustion, ° rotate the crankshaft	45	25
The angle corresponding to p_{max}, ° rotate the crankshaft after top dead center	6	5
The maximum pressure of the cycle, MPa	8,5147	95195
The maximum temperature of cycle, *K*	2234	2446

Reference list

1. Callers of L. K. Gas engines of the piston type.- M.: Mashinostroenie, 1968.- 320 p.

2. Gavrilov A. A., Gots A. N. The influence of external factors on the pressure of the working fluid in the cycle piston engine./ Materials of V-th Vseukrainska tekhn. conference with midwar. participation "Contemporary problems of propulsion engineering: status, ideas, decisions". Ukraine, Pervomaisk, 2013. Pp. 52-59.

3. Gavrilov A. A., Gots A. N. The algorithm of calculation of parameters of the piston engines at the design stage/Tractors and agricultural machines, №. 11, 2014. – S. 21.25 p.

4. Gavrilov A. A., Gots A. N. A modified mathematical model of the cycle of the piston engine/ Modern mechanical engineering. Science and education: materials of 4th International scientific-practical conference. Ed. by M. M. Radkevich, A. N. Evgrafova. – SPb.: Publishing house of the Polytechnical Institute. University press, 2014. – Pp. 1239-1249.

5. Gavrilov A. A., Gots A. N. Gavrilov A. A., Gots A. N. The duration of the ignition delay of the fuel-air mixture in piston engines / Fundamental research , №6 (4), 2014.– P. 703-708.

6. Gavrilov A. A., Gots A. N. Gavrilov A. A., Gots A. N. Turbocharger model in the cycle of the engine with a variable pressure of the intake air/ Fundamental research , №8 (part 1), 2013.– Pp. 24-28.

7. Mechanical engineering. Encyclopedia. The internal combustion engines. T. IV-I4/ L. V. Sins, N. And. Ivashchenko, V. A. Markov, etc.; Under total Ed. A. A. Alexandrova, N. And. Ivashchenko. M.: Mashinostroenie, 2013.-784 p.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations» *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VISU)*

The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

THE MODIFIED MATHEMATICAL MODEL CYCLE PISTON ENGINE

Alexander Gavrilov, Alexander Gots

It is shown that the pressure *p* in the cylinder piston engine have a major influence of four factors: change of the current volume of the cylinder *V*; the change in mass of the working fluid at the gas exchange *M*; the supply of heat released during the combustion of fuel Q_x and heat exchange with the walls intracylinder space Q_w. If you know the contribution of each of these factors on the change in the pressure of the working fluid in the cylinder, it will allow purposefully to improve the processes in piston engine. The mathematical model presented in quasi-stationary production, but it allows obtaining the desired results into account research, especially the final design of the engine up to required parameters.

Keywords: piston engine, working body, pressure, gas exchange, combustion, delay of ignition

Introduction. Quality of flowing of processes in the cycles of piston engine (PI) is estimated on the change of pressure of working body in a cylinder from the corner of turn of crankshaft (φº corner of turn of crankshaft in degrees TCS). Comparison theoretical and experimental indicatory diagrams allows to judge about adequacy of mathematical model of cycle in PI. On the size of pressure of *p* four factors render basic influence: change of current volume of cylinder of *V*; change of working body weight at the interchange of gases of *M*; admission of the warmth distinguished at combustion of fuel of Q_x and heat exchange with the walls of space into the cylinder of Q_w. If to know the estimation of deposit of each of these factors on the change of pressure of working body in a cylinder, then it will allow purposefully to perfect processes in PI. In spite of simplicity in the raising (accepted, that a process in the short interval of time of dt flows stationary), offered mathematical model of processes in PI, in many cases provides the receipt of the required results in calculation researches. For an orientation in the characteristic areas of cycle of four-stroke engine on a fig. 1 a chart over of indicator-diagram of cycle of four-stroke engine is brought with the selection of points of beginning and end of times.

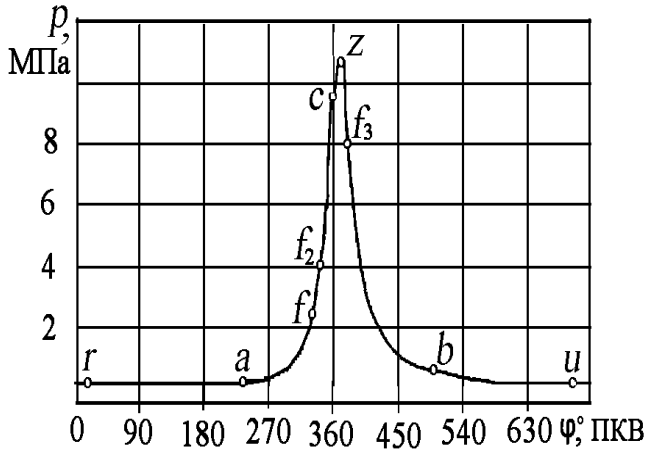


Fig. 1. Chart of indicator-diagram : began the end of process of admittance; completion of process of producing began; moment of serve of spark in an engine with a force lighting or beginning of injection of fuel in engines with the self-ignition of mixture from a compression; beginning of sharp increase of pressure at combustion of fuel (visible burning); overhead dead centre (DC); maximal pressure at combustion of fuel; conditional moment of completion of process of combustion of fuel

In the examined model of cycle equalizations are used: thermodynamics processes, balance of energy, maintenance of mass, states and empiric dependences. At description of mass and thermal streams indexes are accepted: ***c-*** cylinder; *s* - inlet, *p* - exhaust pipelines; *cs* is transition of gas from a cylinder in the inlet receiver. In the article the analysis of the published results of researches is conducted after the mathematical models of cycles for PI working oil-fuel, and to give to recommendation after using of models for a calculation.

Research results and their discussion. Dependence of pressure of working body in a cylinder from the factors indicated higher is described by a function, the derivative of that at times presents the sum of partials:

$$\frac{dp}{d\tau}=\frac{\partial p}{\partial V}\frac{dV}{d\tau}+\frac{\partial p}{\partial M}\frac{dM}{d\tau}+\frac{\partial p}{\partial Q_x}\frac{dQ_x}{d\tau}+\frac{\partial p}{\partial Q_w}\frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (1)$$

For the conclusion of equalization, taking into account the change of pressure in a cylinder from a volume *V* during a cycle, $(dp/d\tau)_{V_{\text{var}}}=(\partial p/\partial V)(dV/d\tau)$, equalization, is used $pV^k=\text{const}$, where the value of index *k* depends on composition and process of change of the state of working body. At permanent mass of *M* and $Q_x=Q_w=0$

$$\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{V_{\text{var}}}=-\frac{k\,p}{V}\frac{dV}{d\tau}, \quad (2)$$

where $\frac{\partial p}{\partial V}=-\frac{k\,p}{V}$, $\frac{dV}{d\tau}=\omega F_p R\left(\sin\varphi+\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$, ω is an angulator of crankshaft; F_p it is an area of piston; $\lambda=R/L$; R it is a radius of crank; L it is length of piston-rod.

Equalization (2) is basic at the design of processes of compression and expansion. A current temperature is calculated on equalization of the state. Second element in (1), dependence of pressure takes into account in a cylinder from the change of working body weight in the process of interchange (there is a 1 area on a fig. 1) of gases on condition of *V* =const and $Q_x=Q_w=0$, in other words, the change of pressure is conditioned only by moving of the masses of gases between a cylinder and pipelines

$$(dp/d\tau)_{M_{\text{var}}}=(\partial p/\partial M)(dM/d\tau). \quad (3)$$

A factor $dM/d\tau=G$ presents the expense of foods of combustion or fresh charge G_1 at mass-transfer between the systems. For determination private derivative equalizations $\partial p/\partial M$ were used: balance of increases of internal energies $dU/d\tau=dU_p/d\tau+dU_s/d\tau$; $U=C_v T M$ and $pV=RTM$; where $dU/d\tau$ is an increase of internal energy of working body in a cylinder; and $dU_p/d\tau$, $dU_s/d\tau$ are increases from internal energies of gases participating in mass-transfer between exhaust (index of *p*) and inlet (*s*) by pipelines.

Temperature T and heat capacity C_v depend on direction of motions of working body between a cylinder and pipelines. After transformations the value of factor is got in (3), $\partial p/\partial M=RT/(C_v V)$ and $\partial U/\partial M=C_v T$.

Thus, equalization for the calculation of process of interchange of gases, taking into account all possible motions of working body between a cylinder and pipelines look like:

- it is an increase of working body weight in a cylinder

$$dM/d\tau=-G_{cp}+G_{pc}-G_{cs}+G_{sc}+G_{1sc}-G_{1cs}; \quad (4)$$

- an increase of pressure is in a cylinder

$$\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{M_{\text{var}}}=\frac{R}{C_v V}\left(-C_v T G_{cp}+(C_v)_p T_p G_{pc}+(C_v)_s T_s\left(G_{sc}+G_{1sc}\right)-C_v T\left(G_{sc}+G_{1sc}\right)\right), \quad (5)$$

where G_{cp}, G_{pc} are charges of gases at their expiration in a final pipeline and their possible return $(p_P \succ p_c)$ in a cylinder; G_{cs}, G_{sc} are charges of gases at pelting in the inlet pipeline at ceiling of valves and return in a cylinder $(p_c \succ p_S)$; G_{1sc}, G_{1cs} are charges of fresh charge at admittance and reverse troop landing $(p_c \succ p_S)$ of working body from a cylinder in the inlet pipeline in time of compression;

$C_v, (C_v)_p, (C_v)_s$ – isochoric to the heat capacity of working body in a cylinder exhaust and inlet pipelines, corresponding to the temperatures T, T_p, T_s.

Combustion of mixtures of fuel and air in the cylinder of engine is a difficult process. Attempts to describe him by means of mathematical vehicle with the high degree of authenticity result in substantial complication of models and programs of calculation of cycles.

In it is many cases possible to use more simple models of process of combustion fuels, providing results at the accepted assumptions, satisfying to the research aims. At the calculation of cycle an important value has exactness of determination beginning of the visible burning (beginning of admission of warmth to the working body is a point f_2, of fig.1). The location of point f_2 in relation to DC substantially influences on indicatory work and output-input ratio cycle.

Position of point of f_2 depends from a moment the serve of spark in an engine with a force lighting or beginning of injection of fuel in an engine with a self-ignition from a compression (point of *f* and corresponding to this point on an indicator-diagram corner of ПКВ φ_f) and angular or temporal τi interval of TCK between points and . This interval is named the delay of self-ignition of mixture (DSI) τ_i. There is position of points of *f*, f_2 and *z* is usually determined in relation to DC.

A corner φ_f is a regulation parameter, therefore at the calculation of cycle taken an on value him joins in basic data.

Complication of account of influence of different factors on duration of DSI stipulated the large variety of empiric or semiempiric formulas for timing τ_i, that substantially complicates their choice for a concrete model. In [1, table. 8.6] an analysis over of structure is brought, terms and methods of receipt of formulas for determination τ_i (19 semiempiric and experimental dependences of different authors are analysed) having a mainly next structure :

$$\tau_i = B \cdot p^{-n} \cdot T^{-m},$$

where *B* = const is some permanent size; *p*, *T* is pressure and temperature in the moment of injection of fuel or serve of spark.

Analysing the brought dependence over, we will mark the following:

- main factors influencing on duration of DSI τ_i are values of pressure p_f and temperature T_f in the point of *f*, because they are in most dependences;
- to estimate a deposit p_f and T_f in a numeral value τ_i hampers considerable variation in the formulas of sizes of factors;
- it is the use of most formulas driven to [1, 6-10], gives results unreal for engines with frequency rotations of n_e > 2000 mines^{-1}.

Taking into account the stated, by authors researches were executed and the contributions of different factors are certain to the value of time of DSI τ_i on a diesel and petrol engine, that allowed to form the structure of new formula for the calculation of duration of DSI τ_i

$$\tau_i = B_i \, \alpha \, w_p^{-k} \, p_f^{-n} \, T_f^{-m}, \qquad (6)$$

where B_i =1.0 – a factor that at adjustment φ_i from experimental data or account of additional factors can matter different from unit; p_f, T_f is pressure, Pa and temperature, K in the point of *f* (see a fig. 1); w_p is middle speed of piston, m/s; *k* = 0,754; *n* = 0,242; *m* = 0,270.

Indexes of degree in a formula (6) can be in ranges: *n* = 0,236…0,242; *m* = 0,267…0,270;
k = 0,754.

Clarification of indexes in a formula (6) it is expedient to execute only at presence of experimental indicator-diagram or data from the prototype of engine.

For determination of the third element in (1) $\left(dp_c/d\tau\right)_{Q_x \text{ var}} = \left(\partial p_c/\partial Q_x\right)\left(dQ_x/d\tau\right)$ equalization of balance of energy is used

$$Q_x = \left(U_x - U_{f_2}\right) + pV + Q_w, \quad (7)$$

where $Q_x = xQ_z$ is a current amount of the warmth distinguished at combustion of fuel; *x* is description of burning down of fuel [1, 5]; Q_z is an amount of the warmth distinguished at combustion of sequencing dose of fuel; U_{f_2}, U_x are internal energies of working body in a cylinder at the beginning and presently process of combustion; Q_w is a heat exchange with the walls of space inwardly cylinder; *pV* is the executed work.

The increase

$$dQ_x/d\tau = Q_z\left(dx/d\tau\right). \quad (8)$$

The increase of internal energy $U_x - U_{f2}$ takes place also in accordance with description of selection of heat at combustion of fuel

$$d\left(U_x - U_{f_2}\right)/d\tau = \left(U_x - U_{f_2}\right)\left(dx/d\tau\right). \quad (9)$$

At the beginning of process of combustion $Q_x = 0$, and in the end $Q_X = Q_z = \xi\left(H_u - \Delta H_u\right)\left(m_c / M\right)$.

Here ξ is a coefficient of the use of warmth; H_u – it is more subzero warmth of combustion of fuel, Joule/ kg; m_c – it is sequencing mass of fuel, kg; M – it is mass of fresh charge; ΔH_u – it is incompleteness of burning down of fuel (in petrol and gas engines at $\alpha < 1$, and in a diesel at $\alpha < 1{,}3$) of Joule/kg.

Thus, derivative for the third element in equalizations (2) and (3) taking into account equalizations (8) and (9) assumes an air

$$\left(dp/d\tau\right)_{Q_x \text{var}} = \frac{1}{V}\left[Q_z - \left(U_x - U_{f_2}\right)\right]\frac{dx}{d\tau}. \quad (10)$$

where $dx/d\tau$ is speed of calorification in the process of combustion of fuel.

Reliable descriptions of calorification at combustion get at treatment of experimental indicator-diagrams. At the mathematical design of process combustions use description of calorification at combustion of *x* usually, that is described by ex-potential law [1- 5]

$$x = \Delta Q_x / Q_z = 1 - e^{K_x\left(\varphi_x/\varphi_{f_2 f_3}\right)^{m+1}}, \quad (11)$$

where Q_z is an amount of the warmth distinguished at combustion of sequencing dose of fuel; ΔQ_x – it is an amount of the warmth distinguished to the calculation interval of time (to the sum of steps of calculation); $K_x = \ln\left(1 - x_{\max}\right)$ – it is a coefficient depending on the relative amount of fire-damaged fuel at the practically complete burning, down $x_{\max} = 0{,}999 \quad K_x = -6{,}908$ and if $x_{\max} = 0{,}95 \quad K_x \approx -2{,}99$; $\varphi_{f_2 f_3}$ and φ_x is duration of combustion in the degrees of turn of crankshaft (TCK) and current corner from the beginning of combustion; it is an index of character of combustion.

Stake of fuel, burning down for time corresponding to the step of calculation $\Delta\varphi$, calculated on equalization

$$dx = e^{-6{,}908\left(\frac{\varphi_x + \Delta\varphi}{\varphi_{f_2 f_3}}\right)^{m+1}} - e^{-6{,}908\left(\frac{\varphi_x}{\varphi_{f_2 f_3}}\right)^{m+1}}. \quad (12).$$

In engines with a self-ignition from a compression distinguish two phases of combustion of fuel : explosion and diffusive, therefore burning down of fuel has a substantial unevenness. Because of different character of burning down of fuel the curve of speed of selection of heat will have two maximums. For the account of this feature at the calculation of cycle of diesel the

sequencing dose of fuel is divided by two corresponding parts $Q_z = Q_{z1} + Q_{z2}$, accept on every area the different indexes of character of combustion of fuel m_1 and m_2, and in the offered methodology of calculation in addition, the relation of corners is replaced $\varphi_x / \varphi_{f_2 f_3}$ by relations Q_x / Q_z, in that the amount of fuel on every step burns down on the law: on the first area Q_{z1} is a handing down branch of sinewave, on the second (diffusive combustion) Q_{z2} is a sinewave. Such supposition is reasonable that not all fuel acting for period of delay of self-ignition inflames in the moment of beginning of combustion, and only that was mixed with air.

Taking into account the indicated suppositions equalization for the calculation of coefficient of calorification at combustion assumes an air

$$x = 1 - e^{K_x \left[\left(\frac{Q_{x1}}{Q_{z1}} \right)^{m_1+1} + \left(\frac{Q_{x2}}{Q_{z2}} \right)^{m_2+1} \right]}. \qquad (13)$$

where Q_{x1}, Q_{x2} is an amount of the warmth distinguished at explosive and diffusive combustion of fuel to present moment of time, and m_1, m_2 are corresponding indexes of character of combustion.

At the end of process of combustion $Q_{x1} = Q_{z1}$ and $Q_{x2} = Q_{z2}$, where Q_{z1}, Q_{z2} are amounts of warmth, fuels distinguished at explosive and diffusive combustion in the loop.

Speed of selection of heat can be defined by numeral differentiation of curve of change $x = f(Q_x, m)$ on an area $\varphi_{f_2 f_3}$.

The increases of relative selection of heat on every step of calculation are calculated on equalizations:

$$\Delta x_1 = e^{K_x \left(\frac{Q_{x1} + \Delta Q_{x1}}{Q_{z1}} \right)^{m_1+1}} - e^{K_x \left(\frac{Q_{x1}}{Q_{z1}} \right)^{m_1+1}} \qquad \Delta x_2 = e^{K_x \left(\frac{Q_{x2} + \Delta Q_{x2}}{Q_{z2}} \right)^{m_2+1}} - e^{K_x \left(\frac{Q_{x2}}{Q_{z2}} \right)^{m_2+1}}.$$

A value $\Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2$ is used for the calculation of current pressure in the process of combustion of fuel.

In equalization (13) at known Q_z, m_1, m_2 it is necessary to set a betweenness by the amounts of warmth Q_{z1} and Q_{z2}, id est to set them values are in equality

$$Q_{z1} + Q_{z2} = Q_z. \qquad (14)$$

For this purpose preliminary taken on a value of warmth Q_{z1} taking into account attitude of period of delay of self-ignition of mixture φ_i toward duration φ_{vp} of injection of fuel $Q_{z1} = Q_z \frac{\varphi_i}{\varphi_{vp}}$, after the index of degree in square brackets in dependence (13) upon termination of combustion $(Q_{z1}/Q_z)^{m_1+1} + (Q_{z2}/Q_z)^{m_2+1} = 1$ is equated with unit and decides relatively Q_{z2}. On the got results equalization (14) is corrected.

For engines with a force lighting of mixtures of fuel and air equalization (13) assumes an air

$$x = 1 - e^{-6{,}908 \left(\frac{Q_x}{Q_z} \right)^{m+1}}.$$

At the design of heat exchange between a working body and walls it is assumed into cylinder space, that here changes only internal energy of working body. Initial equalization $Q_w = \Delta U = \Delta[C_v T M] = \Delta[C_v\, p(V/R)]$ after differentiation transformed to the kind

$$\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{Q_w \text{var}} = \frac{\partial p}{\partial Q_w}\frac{dQ_w}{d\tau} = -\frac{R}{C_v V}\frac{dQ_w}{d\tau} = -\frac{(k-1)}{V}\frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (15)$$

Warmth participating in a heat exchange between a working body and walls into cylinder space calculated on the formula of Njuton-Rihman

$$Q_w = \alpha_w \sum F_x (T - T_x),$$

where α_w is a coefficient of heat emission; F_x – it is an area of surfaces of piston, lids of cylinder and surface of mirror of cylinder presently to time; T – it is a current temperature of working body; T_x are temperatures of corresponding surface into cylinder space.

The temperature of working body in a cylinder on every elementary interval of time is determined on equalization of the state

$$T = pV/(RM). \quad (16)$$

The increases of pressures and temperatures in pipelines are calculated on equalizations:

- it is a final pipeline

$$\frac{dp_p}{d\tau} = \frac{R}{V_P}\left(\sum_{j=1}^{i}\left[\frac{C_p}{(C_p)_p}G_{cp}T_c\right] - \sum_{j=1}^{i}(G_{pc}T_p) - G_{po}T_P + \frac{E_P}{(C_p)_p}\right); \quad (17)$$

- it is the inlet pipeline

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{R}{V_s}\left[G_k T_k - \sum_{j=1}^{i}(G_{1sc} + G_{sc})T_s + \frac{C_p}{(C_p)_s}\sum_{j=1}^{i}(G_{1cs} + G_{cs})T + \frac{E_s}{(C_p)_s}\right], \quad (18)$$

where C_p , $(C_p)_s$ – isobar to the heat capacity of gases and fresh charge in a cylinder and pipelines; V_p, V_s are volumes of pipelines; G_k, T_k it is an expense and temperature, in accordance with equalizations (4) and (5).

The increase of temperatures of working body in pipelines is calculated on equalizations:

$$\frac{dT_P}{d\tau} = \frac{T_P R}{p_P (C_p)_p}\frac{dp_P}{d\tau}; \qquad \frac{dT_s}{d\tau} = \frac{T_s R}{p_s (C_p)_s}\frac{dp_s}{d\tau}. \quad (19)$$

For passing to the derivative on the corner of turn of crankshaft $dp/d\varphi$, more comfortable at the design of processes in a reciprocator, dependence, is used $d\varphi = \omega d\tau = 6\, n_e\, d\tau$, where $\omega = d\varphi/d\tau = 6\, n_e$ is angulator of rotation of crankshaft , ° TCK/s; n_e it is frequency of rotation of crankshaft of min^{-1}.

The conclusion of equalizations for the calculation of parameters of working body in pipelines is expounded in-process [11], and design of supercharge in [12].

The described model of cycle is realized in the package of softwares of calculation of reciprocators and used in research work and educational process.

List of literature

1. Kavtaradze R.Z. Theory piston engines. Special chapters. Textbook for high schools.- M: Publishing house MGTU name AD Bauman, – 2008. –720p.

2. Internal combustion engines. Book 1. Theory workflow: Textbook for universities/ V.N. Lukanin [and other]; edited by V.N. Lukanin and M.G. Shatrov.– M: The High. shool., 2005. – P479 p.

3. Internal combustion engines: Book 3. Computer practicum. Modeling of processes in internal combustion engines: Textbook for universities / V.N. Lukanin [and other]; edited by V.N. Lukanin and M.G. Shatrov.– M: The High. shool., 2005.– 414 p.

4. Gavrilov A.A, Ignatov M.S., Efros V.V. Calculation of piston internal combustion engines: training manual. – Vladimir: Publishing house of Vladim. state University, – 2003. - 102 p.
5. Vibe I.I. New about the duty cycle of the internal combustion engine. - M: machine-building, 1961. – 240 p.
6. Semenov N.N. Chain reaction. Leningrad: ONTI, – 1934. - 110 p.
7. The correlation between vaporization and self-ignition of drops/ S.M. Frolov [and other] // Chemical physics, V. 28, number 5, 2009. – P. 3-18.
8. Slavutskii V.M., Salicin E.A., Slavutsky V.V. Analysis of the factors determining the delay of ignition of fuel in diesel engines/ News VOLG. state technology. University: collected scientific articles. Art. no. 12(99)/ VSTU.- Volgograd, –2012. – 68 p.– (Ser. Processes of energy conversion and power plants).-V. 4. – P. 51-54.
9. Tolstov A.I. Indicator lag period of ignition and dynamics of the cycle of high-speed engine with a compression-ignition /Works of NILD "Study workflow and fuel in high-speed diesel engines". No. 1. M: Mashgiz – 1955. – P. 5-55.
10. Frank-Kamenetsky D.A. Diffusion and heat transfer in hemiski kinetics. M: Publishing house AN USSR, – 1947, 2-nd edition. M: Science-1967.- 125 P.
11. Gavrilov A.A., Gotz A.N. The influence of external factors on the pressure of the working fluid in the cycle of a piston engine./ Proc. of V proceedings Vseukrainska nauch. the technology. conference with international intervention "Modern problems of engine : the state, ideas, solutions ".– Pervomaisk, – 2013.- P. 52-59.
12. Gavrilov A.A., Gotz A.N. Model turbo in the cycle engine with variable air pressure at the inlet /Basic research , №8 (part 1), – 2013. – P. 24-28.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations» *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VISU)*
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

АДАПТИВНАЯ КОРРЕКЦИЯ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАЕКТОРНЫМИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Кобзев А.А., Лекарева А.В.

ADAPTIVE CORRECTION OF THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF TRAJECTORY MOVEMENT OF TECHNOLOGICAL OBJECTS

Alexandr Kobzev[1], Anastasia Lekareva[2]

Abstract. In this paper, the algorithms of correction control actions to coordinate the actuators of the Executive bodies of the robots. Management is based on the provisions of the modified fourth form of invariance. As the object of research is the technological arm of gidrolizina pipelines. The uncertainty of the spatial position of the cutting surfaces and its possible deformation, leading to particular importance of adaptation of the actual trajectory and software, the difference between which, is seen as an additional perturbation. The paper discusses two ways of adaptation management actions. According to the first method, an additional component is introduced into already formed control action. The second method implies a correction in the forming device control action. The simulation results indicate that a necessary element is the element with a variable transmission coefficient. During the simulations, the dependences of transmission coefficient in channel.
Keywords: the invariance theory, more control, indignation, technological robot of gidralazina, the trajectory, the contour adaptation.

1. ВВЕДЕНИЕ

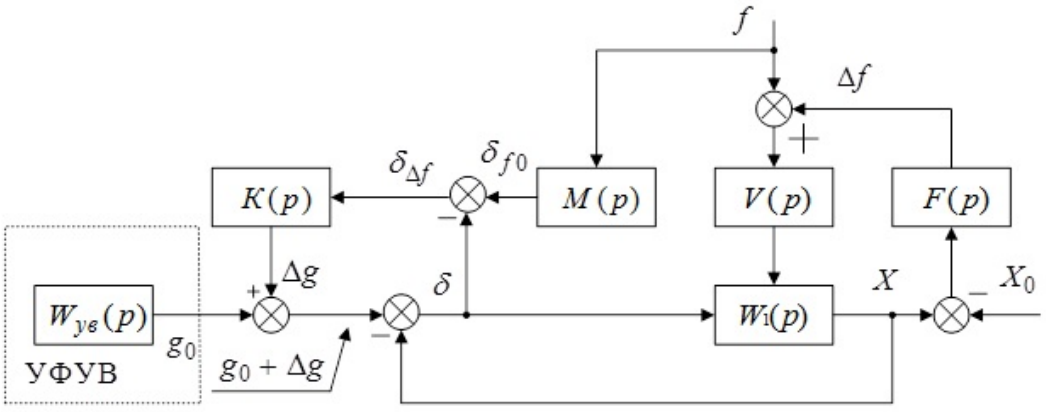
Основная задача, решаемая при проектировании систем автоматического управления большинства робототехнических и мехатронных систем состоит в обеспечении требуемой точности и вектора усилий в процессе реализации технологических процессов, выполняемых по некоторой заданной или неопределенной траектории с одновременным парированием внешних флуктурирующих возмущений. Характерной особенностью объектов управления здесь является возникающее при изменении управляющего или возмущающего воздействия геометрически-силовое взаимовлияние координатных приводов. Эта проблема также имеет место в случаях, когда действительная траектория отличается от программной и требуется переход на фактическую, например, при управлении мобильными роботами, роботами для сборки, сварки, гидрорезания нефтепроводов и т.п. В конечном итоге необходимо движение по заданной траектории с одновременным выполнением технологического процесса и при необходимости переход на новую траекторию.

Среди известных методов построения систем автоматического управления (САУ) объектами, рассматриваемого типа помимо методов, основанных на введение в прямой контур или в цепи обратной связи корректирующих звеньев, или применения нелинейной коррекции, следует особо выделить методы комбинированного управления, основанные на положениях теории инвариантности. По сравнению с другими методами коррекции введение инвариантных входов повышает точность, не изменяя свойств замкнутого контура системы. Большими возможностями для обозначенного класса технологических процессов и систем управления обладает модифицированная четвертая форма инвариантности [1, 2, 3]. При этом дополнительная составляющая для парирования внешних возмущений вводится в управляющее воздействие, а не в каждый канал по своему воздействию, как предусматривает классическая трактовка четвертой формы инвариантности.

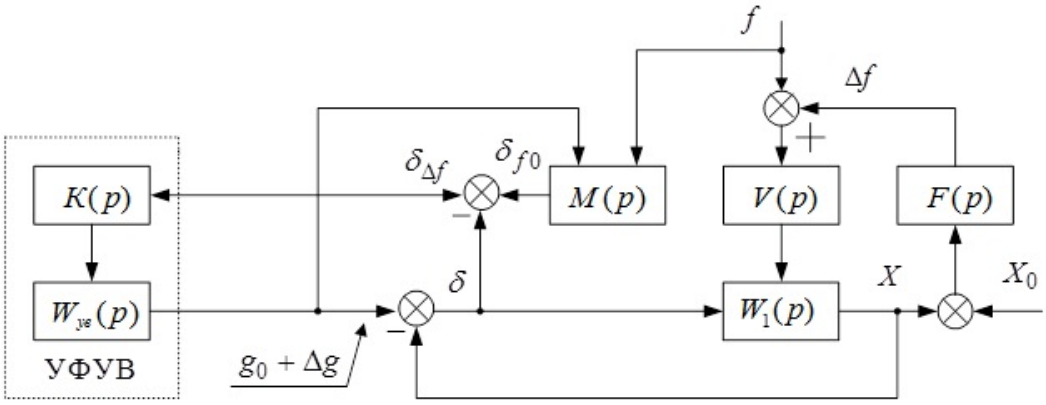
2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Реализация модифицированной четвертой формы инвариантности возможна использованием методов самонастройки. При этом существуют два способа

формирования дополнительных составляющих в законе управления. Структурные схемы САУ с формированием дополнительного управления представлены на рис. 1. На схемах обозначены: $W_1(p)$ – передаточная функция привода с кинематической передачей и объектом управления; $V(p)$ – передаточная функция привода по возмущению; $K(p)$ – передаточная функция звена адаптации управляющего сигнала; $F(p)$ – передаточная функция возмущения, обусловленного силами трения контактирующих поверхностей или несовпадением расчетной и фактической траектории движения; $M(p)$ – функция выделения моментной ошибки от нерасчетного возмущения; g_0, f – управляющее и возмущающее воздействия привода соответственно; X, X_0 – непосредственно регулируемая координата и координата смежного привода соответственно; δ – суммарная ошибка системы; Δf – отклонение фактического усилия от расчетного; δ_{f0} – составляющая ошибки системы, обусловленная возмущающим воздействием; $\delta_{\Delta f}$ – моментная составляющая ошибки; Δg – дополнительная составляющая управляющего воздействия.



а)



б)

Рис.1. Структурные схемы САУ с формированием дополнительного управления

Согласно первому способу формирование дополнительной составляющей осуществляется в уже сформированное управляющее воздействие. Структурная схема приведена на рис.1,а. В контур адаптации вводятся интегрирующие звенья со степенью интегрирования, пропорциональной степени управляющего воздействия. Второй способ состоит в коррекции программной траектории, при ее разложении в интерполяторе на задающие для приводов воздействия, на стадии их порождения в устройстве формирования управляющего воздействия (УФУВ). Структурная схема приведена на рис.1,б. Коррекция управляющего воздействия в устройстве его формирования выполняется на программном уровне и не влечет изменений основного контура привода, т.е. не затрагиваются внутренние свойства, а, следовательно, и динамические характеристики привода [2].

Дополнительная составляющая является функцией моментной ошибки от нерасчетного возмущения. Для получения интересующей составляющей $\delta_{\Delta f}$ из суммарной

ошибки δ следует исключить другие составляющие, которые могут быть получены, например, с помощью эталонной модели. Для систем с бесконтактным технологическим процессом под значением $\delta_{\Delta f}$ понимается разность программной траекторий и фактической технологической поверхностей в системе координат программной траектории. Формирование дополнительного управления зависит от закона изменения возмущения и является интегральной квадратичной функцией соответствующей составляющей моментной ошибки (статической $\delta_{мс}$, кинетической $\delta_{мк}$, динамической $\delta_{мд}$). Результаты исследования данных алгоритмов коррекции применительно к приводу по одной из координат с использованием симулятора смежной координаты представлены в [4, 5].

В качестве объекта исследования в данной работе выступает технологический манипулятор, реализующий гидрорезание нефтепроводов, имеющих преимущественно наземное расположение. Кинематическая схема рассматриваемого технологического робота представлена на рис. 2. Манипулятор имеет 6 степеней подвижности (q_1...q_6), при этом углы q_1, q_2, q_3 образуют несущую систему механизма, а углы q_4, q_5 и q_6 отвечают за ориентацию головки гидрореза, обеспечивая движение по нормали к поверхности резания (исполнительная система манипулятора).

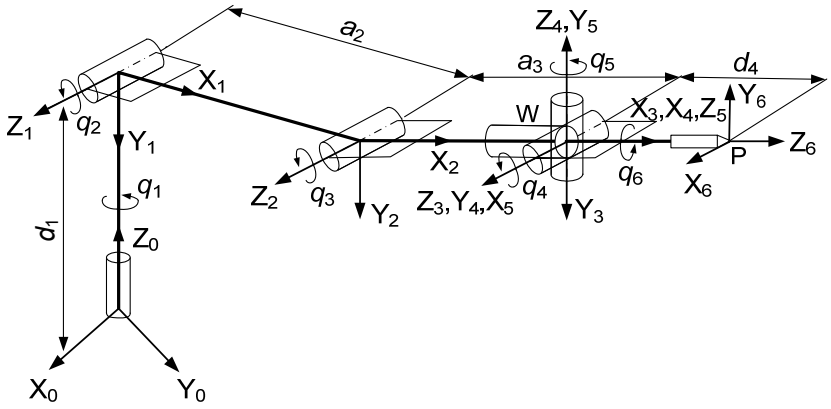
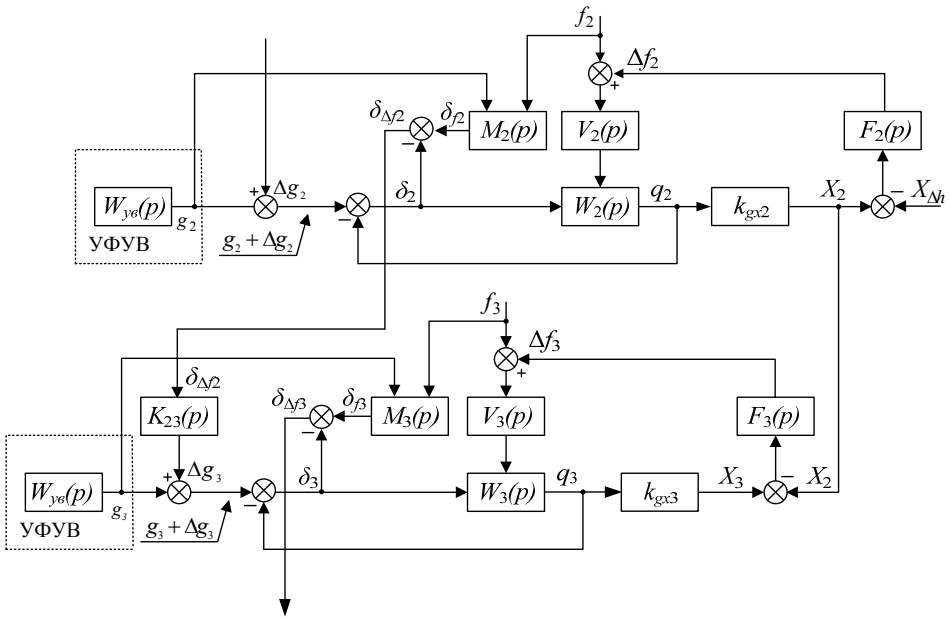


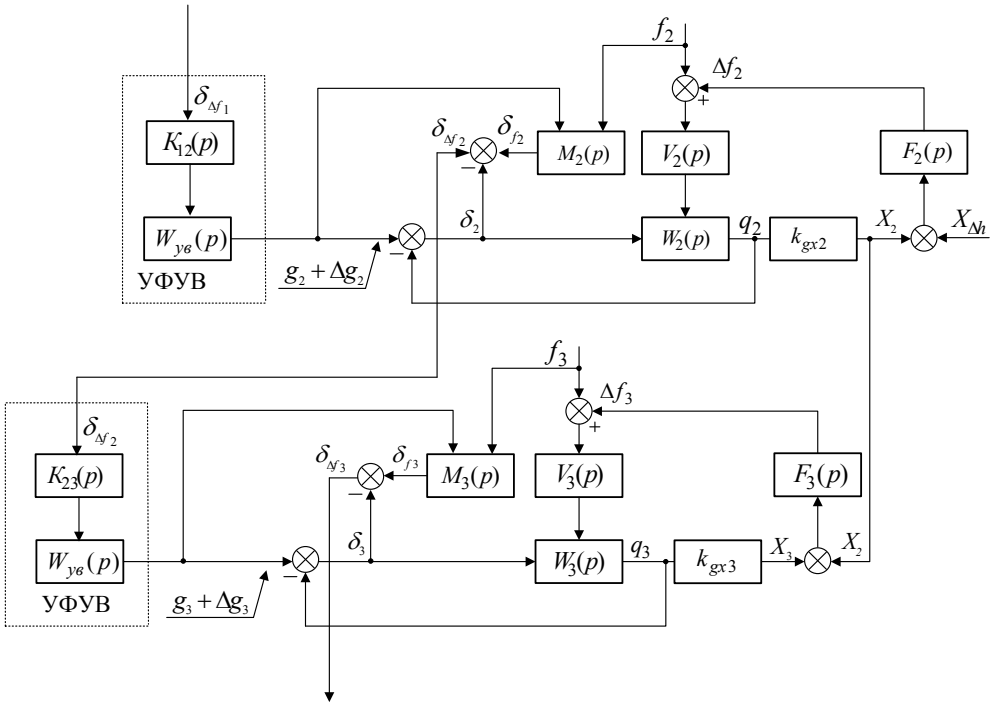
Рис. 2. Кинематическая схема манипулятора

Здесь в качестве дополнительного нерасчетного возмущения принимается разность между фактической и программной траекторией движения, обусловленная неопределенностью пространственного положения поверхности трубопровода. Рассмотрим взаимодействие исполнительных приводов, отвечающих за угловые перемещения по обобщенным координатам q_2, q_3, что соответствует контурам 2, 3. Причем при их перекрестной коррекции проанализируем динамику и точность работы манипулятора технологического робота в целом. Структурная схема модели исследуемых взаимосвязанных контуров с каналом адаптации представлена на рис. 3. На схеме обозначены: $W_2(p)$, $W_3(p)$ – передаточная функция приводов, отвечающих за угловые перемещения по обобщенным координатам q_2, q_3 соответственно; $W_{ув}(p)$ – передаточная функция устройства формирования управляющего воздействия; $V_2(p)$, $V_3(p)$ – передаточные функции приводов координат q_2 и q_3 соответственно по возмущению; $K_{12}(p)$, $K_{23}(p)$ – передаточная функция звена адаптации управляющего сигнала в контуре 2, 3 соответственно; g_2, f_2, g_3, f_3 – управляющие и возмущающие воздействия для приводов q_2 и q_3 соответственно; X_2, X_3 – проекции регулируемых координат приводов q_2 и q_3 соответственно на горизонтальную плоскость; δ_2, δ_3 – суммарные ошибки систем приводов 2 и 3 соответственно; Δf_2, Δf_3 – отклонение фактического усилия от расчетного в контурах 2 и 3 соответственно; δ_{f2}, δ_{f3} – составляющие ошибок системы приводов q_2 и q_3 соответственно, обусловленные возмущающими воздействиями; $\delta_{\Delta f2}$, $\delta_{\Delta f3}$ – моментные составляющие ошибки контуров 2 и 3; Δg_2, Δg_3 – дополнительные составляющие управляющего воздействия для приводов координат q_2 и q_3 . Обобщенные угловые

координаты q_2, q_3 через масштабирующие коэффициенты K_{gx2}, K_{gx3} дают составляющие проекций точки сопла среза на горизонтальную плоскость по оси X, соответственно X_2, X_3.



а)



б)

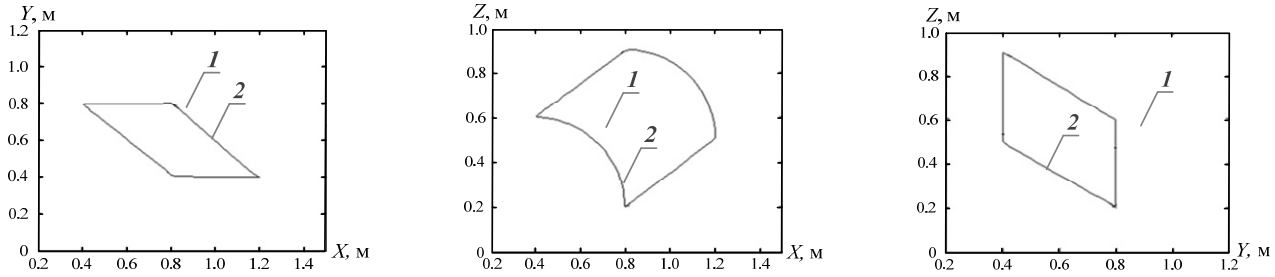
Рис. 3. Структурная схема двухкоординатной системы с формированием дополнительного управления

С использованием модели привода по возмущению $M_2(p)$ составляющая $\delta_{\Delta f2}$ выделяется во втором контуре. Далее через контур адаптации $K_{23}(p)$ вводится в третий контур как дополнительная составляющая Δg_3. В качестве моделей контуров по возмущению использовались статические зависимости первого и второго коэффициента ошибки по моменту.

В ходе исследовании была рассмотрена работа контура адаптации при движении по типовым технологическим траекториям. Для нефтехранилищ – это прямоугольные поверхности при виде по нормали спереди с максимальными размерами 4×3 м или прямоугольник с размерами 0,5×1 м. Для трубопроводов – это прямоугольник с

размерами до 0,5×1,0 м или окружность при виде по нормали к поверхности с размерами до максимального диаметра трубы. В последнем случае имеем поверхность в виде пересечения двух цилиндров.

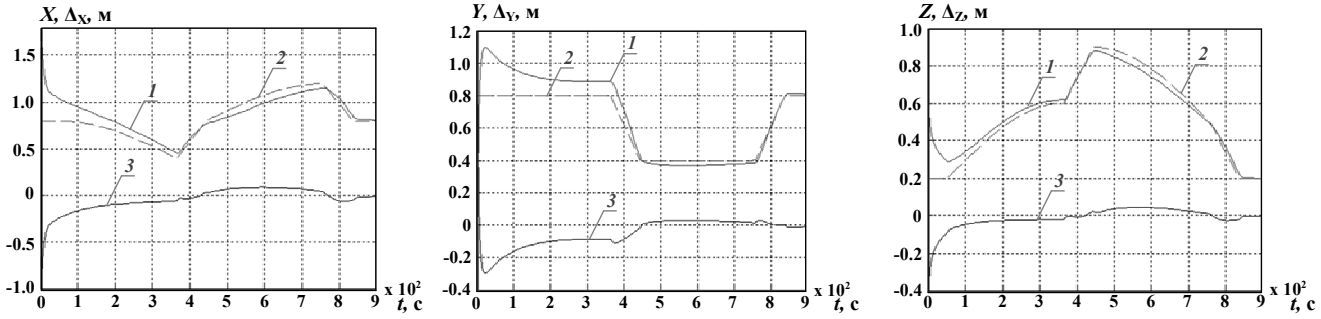
Проведем анализ характеристик приводов второй и третьей обобщенных координат при движении по технологической траектории, образуемой на поверхности трубопровода. На рис. 4. представлена проекция траектории движения в координатных плоскостях, где обозначено: 1 – траектория движения исполнительного устройства (ИУ) манипулятора без применения динамической коррекции; 2 – траектория движения, полученная с применением методов адаптации.



а) б) в)

Рис. 4. Проекции траектории движения ИУ робота:
а) проекция траектории движения ИУ манипулятора в плоскости XOY; б) проекция траектории движения ИУ манипулятора в плоскости XOZ; в) проекция траектории движения ИУ манипулятора в плоскости YOZ

Рис. 5 демонстрирует графики изменения координат ИУ при движении по технологической траектории без контура адаптации, где обозначено: 1 – график изменения координаты ИУ; 2 – график задания координаты ИУ; 3 – координатная ошибка. На рис. 6 представлены графики изменения выходной угловой координаты исполнительного привода в третьем сочленении манипулятора без контура адаптации. На рис. 7 представлены графики ошибки положения в САУ с каналами адаптации по положению в увеличенном масштабе. Значение ошибки, близко к нулю, и отвечает требованиям, предъявляемым ТР со стороны процесса гидрорезания. При этом оба способа коррекции демонстрируют примерно одинаковую точность, однако, в силу несомненных преимуществ осуществления коррекции, не затрагивающей основного контура привода, второй метод является наиболее предпочтительным.



а) б) в)

Рис. 5. Графики изменения координат ИУ при движении по технологической траектории без коррекции
а) график изменения координаты X и координатной ошибки ИУ манипулятора; б) график изменения координаты Y и координатной ошибки ИУ манипулятора; в) график изменения координаты Z и координатной ошибки ИУ манипулятора

Характеристики САУ второй координатой и контура перекрестной корректирующей связи приведены на рис. 8. Анализ полученных результатов свидетельствует о необходимости применения в канале адаптации блока с переменным коэффициентом передачи. График зависимости коэффициента передачи в канале адаптации от времени процесса компенсации представлен на рис. 9.

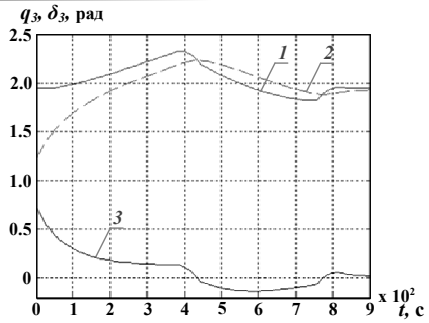


Рис. 6. Характеристики обобщенной координаты q_3 без коррекции:
1 – график изменения задающего воздействия; 2 – график изменения выходной координаты при движении с постоянной скоростью без контура адаптации; 3 – траекторная ошибка

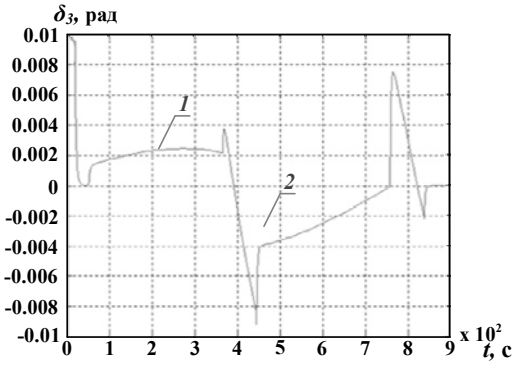
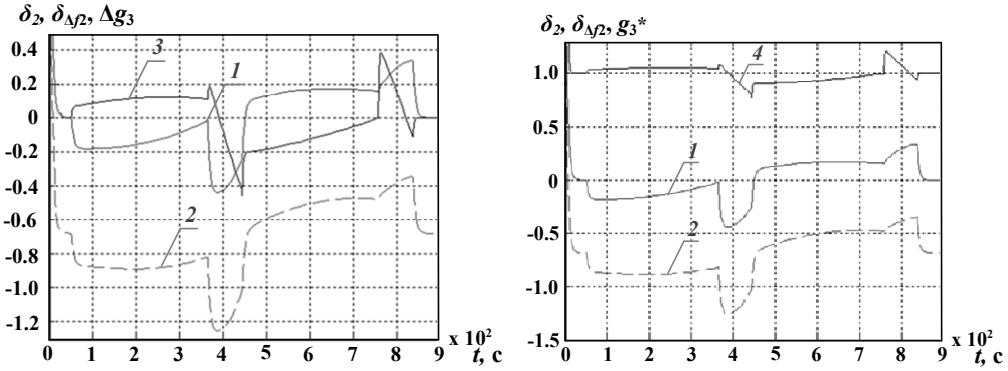


Рис. 7. Траекторная ошибка после коррекции управляющего воздействия
1 – траекторная ошибка после коррекции управляющего воздействия при использовании первого способа самонастройки; 2 – траекторная ошибка после коррекции управляющего воздействия в устройстве его формирования



а) б)

Рис. 8. Характеристики привода второй координаты и перекрестной компенсирующей связи:
1 – график изменения ошибки системы управления δ_2 второго сочленения; 2 – график моментной составляющей ошибки $\delta_{\Delta f2}$; 3 – график изменения дополнительной составляющей управления Δg_3 в третьем приводе технологического робота; 4 – график изменения коэффициента коррекции управляющего воздействия g_3*

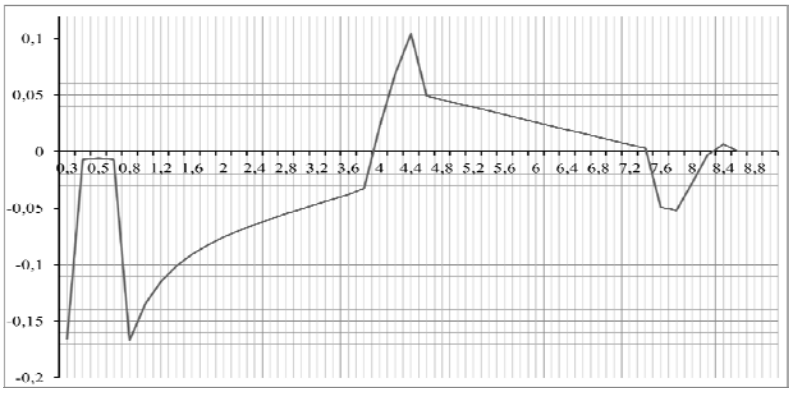


Рис. 9. График зависимости коэффициента передачи в канале адаптации от времени процесса компенсации

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В системах с взаимосвязью управляющего и возмущающего воздействий возможно обеспечение четвертой формы инвариантности за счет адаптации уровней управляющего воздействия (координаты и ее производных). При этом существуют два способа коррекции. Согласно, первому способу дополнительная составляющая вводится в уже сформированное управляющее воздействие. Второй способ подразумевает коррекцию в устройстве формирования управляющего воздействия.

Результаты проведенных исследований подтверждают работоспособность рассмотренных алгоритмов. Оба способа коррекции демонстрируют примерно одинаковую точность, однако, в силу несомненных преимуществ осуществления коррекции, не затрагивающей основного контура привода, второй метод является наиболее предпочтительным.

Анализ полученных результатов свидетельствует о необходимости применения в канале адаптации блока с переменным коэффициентом передачи. Значение коэффициента передачи определяется управляющим воздействием, а в частности, зависит от радиуса вырезаемых технологических форм и времени процесса компенсации. В зависимости от вида технологической траектории применяется свой алгоритм работы блока адаптации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новоселов Б.В. Автоматы-настройщики следящих систем / Б.В. Новоселов, Ю.С. Горохов, А.А. Кобзев, А.И. Щитов; под ред. Б.Г. Новоселова. – М.: Энергия, 1975. – 264 с.
2. Кобзев А.А. Адаптация управляющего воздействия в приводах сборочного робота // Известия ВУЗ. Электромеханика. – 1991. – №12. – С. 73-79.
3. Kobzev A.A., Maxfus A.A. Systems of multi-coordinate drives of the technological equipment with cross diverse communications // TRANSPORT, ECOLOGY – STAIGHT DEVELOPMENT. – 2012 – T. 19. – Pp. 487- 492. – ISBN 954 - 20 – 00030.
4. Кобзев А.А. Исследование алгоритмов адаптации управляющего воздействия для приводов робототехнических систем с помощью симулятора межкоординатных перемещений / А.А. Кобзев, Н.А. Новикова, А.В. Лекарева // Известия ВУЗ. Электромеханика. – 2015. – №3. – С. 50-55.
5. Кобзев А.А. Исследование алгоритмов динамической коррекции движения в робототехнических системах / А.А. Кобзев, Н.А. Новикова, А.В. Лекарева, А.А. Махфуз // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. URL: www.science-education.ru/117-13573.

LITERATURE

1. Novoselov V. B. Machines-Adjusters tracking systems / V. B. Novoselov, Y. S. Gorokhov, A. A. Kobzev, A. I. Shields; ed. by B. G. Novoselova. – M.: Energy, 1975. – 264 p.
2. Kobzev A. A. Adaptation of the control action in the actuator Assembly of the robot // Izvestiya VUZ. Electromechanics. – 1991. – No. 12. – Pp. 73-79.
3. Kobzev A. A., A. A. Maxfus System multi-axis actuators of technological equipment with different cross-communication // transport, ecology – development of the word. – 2012 – Vol. 19. – Pp. 487-492. – ISBN 954 - 20 – 00030.
4. Kobzev A. A. the Study of adaptation algorithms of the control action for the actuators of robotic systems using simulation miscoordinate movements / A. A. Kobzev, N.A. Novikova, A. V. Lekareva // Izvestiya VUZ. Electromechanics. – 2015. – No. 3. – Pp. 50-55.
5. Kobzev A. A. Study of algorithms for dynamic motion correction in robotic systems / A. A. Kobzev, N. And. Novikov, A. V. Lekareva, A. A. Mahfuz // Modern problems of science and education. – 2014. – No. 3. URL: www.science-education.ru/117-13573.

Контактная информация:
Кобзев Александр Архипович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Мехатроника и электронные системы автомобилей» Владимирского государственного университета имени А.Г. и Н.Г. Столетовых; Россия, 600000, Владимир, ул. Горького, 87, тел.: 8(4922)497-616, e-mail: kobzev42@mail.ru.

Лекарева Анастасия Владимировна – аспирант кафедры «Мехатроника и электронные системы автомобилей» Владимирского государственного университета имени А.Г. и Н.Г. Столетовых; Россия, 600000, Владимир, ул. Горького, 87, тел.: 8(4922)497-616, e-mail: tasya671@rambler.ru.

Contacts:
Aleksander Kobzev, Vladimir State University of a name of A.G. and N.G. Stoletovykh Vladimir, Russia, 600000,Vladimir, Gorky street, 87; telephone 8(4922)-479-863; e-mail: kobzev42@mail.ru.

Anastasia Lekareva, Vladimir State University of a name of A.G. and N.G. Stoletovykh Vladimir, Russia, 600000,Vladimir, Gorky street, 87; telephone 8(4922)-479-863; e-mail: tasya671@rambler.ru.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА УСТОЙЧИВОСТТА НА ДЪГАТА ПРИ ПРЕНАСЯНЕ НА МЕТАЛА С КЪСИ СЪЕДИНЕНИЯ В ЗАВАРЪЧНАТА ВАНА

STUDY OF STABILITY OF RAINBOW DURING TRANSPORTATION OF METAL WITH SHORT CIRCUIT IN THE WELD POOL

Borislav Nikov, Nikolay Nikov

Abstract. This work is related to the study of factors affecting the sustainability of the arc under water carrying metal by short circuits. In the most common form of resistance arc process is evaluated on climate and energy where in the rainbow will increase or decrease the climate of energy, its parameters do not change. Usually explore climate current and voltage over time, and the sustainability of the rainbow judged by the coefficient of resistance of the rainbow.

Keywords: Welding arc; Short circuit; Resistance.

1. Въведение:

Процесът на заваряване с пренасяне на метала с къси съединения се състои от две фази:

- запалване и горене на дъгата, по време на които се топи електрода и се образува капката;
- късо съединение, по време на което се пренася метала.

Неустойчивостта на процеса може да се появи и в две фази. По голямата част от изследователите обръщат внимание на първата част от процеса [1, 2, 3, 4 и др.], но за проектиране на източниците и за подводно заваряване особено важно значение има условието за устойчивост във фазата на късо съединение.

За устойчивостта по време на късото съединение съществена роля играят следните явления.

- движението на електрода към ваната с постоянна скорост;
- натрупването на енергия в течния мост между електрода и ваната;
- изпарението на шийката между електрода и капката, имаща характер на електрически взрив.

Устойчивостта на процеса в момента на късо съединение се определя от изпаряването на шийката. Устойчивостта се нарушава в момента в който неразтопения електрод се докосне до повърхността на ваната. За да се образува нова съединителна шийка е необходимо около електрода да се образува свободно пространство. Това е възможно под действието на пондеромоторните сили, но за употребяваните на практика токове на късо съединение тези сили са много малки [1]. Даже да се образуват малки шийки те се ликвидират вследствие на движението на електрода към ваната.

2. Изложение:

За да се обезпечи устойчивост на процеса на заваряване във фазата на късо съединение е необходимо съединителната шийка между капката и електрода да бъде изпарена за време t, което да бъде по-малко от времето t_k необходимо върха на неразтопения тел да се допре до повърхността на заваръчната вана:

$$t_k = \frac{l}{Vn} \qquad (1)$$

$$t < t_k$$

където:

l- разстояние между неразтопения край на електрода и заваръчната вана;

V_n- скорост на подаване на електрода; t - време необходимо за изпаряване на шийката.

Времето t може да се определи от уравнението за енергията, отделяща се в течната шийка за времето на късо съединение.

$$Q = \int_{(t)} J^2_{(t)} . R^2_{(t)} dt$$

Решението на това уравнение за случая, когато тока на късо съединение $J_{k.c}$ се ограничава от омическо съпротивление $J_{(t)} = J_{k.c} = const$, като се отчита изменението на съпротивлението поради непрекъснатото намаляване на сечението и като отстраним члена в квадратните скоби, който е на няколко порядъка по-малък от първия член и не влияе на точността на пресмятането получаваме:

$$Q = 0{,}48 . \frac{\rho . J^2_{kc} . l}{\pi . d_0} . t \qquad (2)$$

където:
ρ - специфичното съпротивление на материала на течната шийка;
d_o - диаметъра на шийката в момента на късото съединение.

Минималната енергия необходима за изпарението на шийката с определен обем:

$$V = \frac{\pi . d_n}{4} . l$$

е равна на:

$$Q_n = \frac{\pi . d^2_n}{4} . l . q_u . \gamma \qquad (3)$$

където:
d_n - диаметър на шийката в момента на взрива;
$q_и$ - атомната топлина на изпарение;
γ - плътност на разтопения метал.

Минималната енергия необходима за изпаряването на шийката съответства на най-малък ток на късо съединение, които обезпечава тази енергия за времето на късото съединение t.

Шийката ще се изпари, когато $Q = Q_n$ и като се съобразим с (1), (2) и (3) определяме:

$$t = \frac{\pi^2 . d^2_o . d^2_n . q_u . \gamma}{1{,}92 . \rho . J^2_{kc\,min}} \qquad (4)$$

$$J^2_{kc\,min} \succ \frac{\pi^2 . d^2_o . d^2_n . q_u . \gamma}{1{,}92 . \rho . l} . V_n \qquad (5)$$

Величината l практически е равна на дължината на дъгата, тъй като размера на капките при заваряване с късо съединение се определя от напрежението и дължината на дъгата [1].

Капката нараства до момента до като се допре до ваната.

Дължината на дъгата може да се определи от следното уравнение:

$$U_Д = U_{ak} + \varepsilon . l \qquad (6)$$

от където:

$$l = \frac{U_Д - U_{ка}}{\varepsilon} = \frac{U_c}{\varepsilon} \qquad (7)$$

където:
$U_Д$ - напрежение на дъгата;
$U_{k.a}$ - сумата на катодното и анодно напрежение;

ε - градиента на потенциала на дъгата.

Като се има предвид че:

$$U_{k.a.} = 13+0,053.p^{1/3}.J_w^{2/15} \quad (8)$$

където:

p - налягане на околната среда;

J_w - заваръчен ток.

Диаметъра на напречното сечение на шийката в момента на взрива можем да определим по формулата:

$$d_n^2 = \frac{4.J_{k.c\min}}{\pi.j} \quad (9)$$

където:

j - постоянна величина

Като отчетем (6, 7, 8 и 9) в формула (5)

$$\frac{q_u.\gamma}{\rho.j} = 2,72.10^6 \frac{A.s}{m^2} \quad (10)$$

факта, че за нисковъглеродна стомана диаметъра на шийката в момента на допиране на капката до повърхността на ваната е $d_o = d$ получаваме:

$$J_{k.c.\min} \geq 1,78.10^6.\frac{\varepsilon.d^2}{U_Д - 13 - 0,57.p^{1/3}.J_w^{2/15}} \quad (11)$$

Неравенството (11) е условието за устойчивост на процеса на заваряване с къси съединения. Това условие ни дава възможност да предявим определени изисквания към източника на ток.

Градиентът ε е определен с помощта на снемане със скоростна камера, съчетано със запис на тока и напрежението.

В работа [1] при извода на условието за устойчивост на процеса е сгрешено d вместо d^2, поради което има съществено разминаване в резултатите от изчисленията и експеримента.

Изследванията, проведени от авторите при заваряване с тънка електродна тел на сухо и под вода с използването на защита от CO_2 показват, че U_{ak} твърде малко зависи от налягането на дъгата и по-добре се описва от формулата:

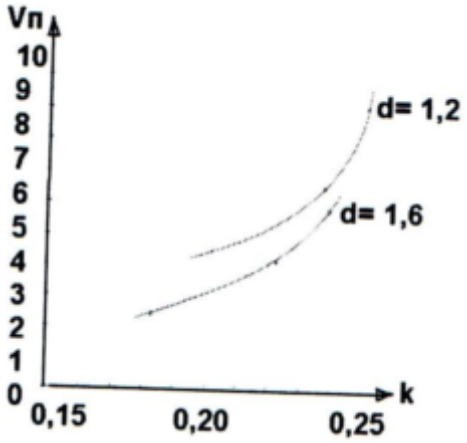
$$U_{ak} = U_g - \frac{k.J_3}{U_g} - 0.57.P^{1/3} \quad (12)$$

Ако във формула (11) заменим U_{ak} със стойността му от (12) получаваме:

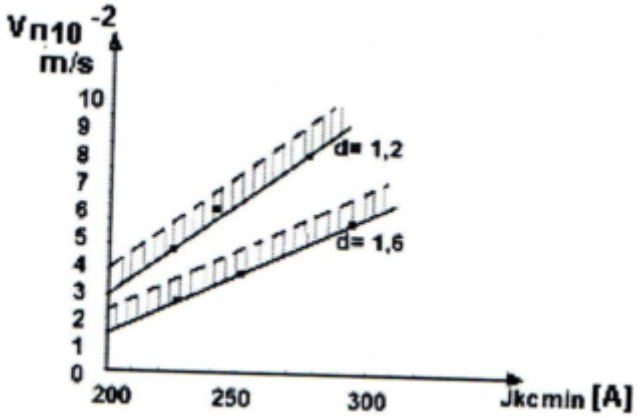
$$J_{k.c.\min} \geq 1,78.10^6.\frac{\varepsilon.d^2.V_n.U_g}{k.J_3 + 0,57.p^{1/3}.U_Д} \quad (13)$$

По експериментален път се определят стойностите на коефициента "к" който зависи от условията на заваряване, от диаметъра на телта и от характеристиките на електрода.

За определянето на "к" се провеждат експерименти като се записват едновременно тока и напрежението на дъгата при различни диаметри на заваръчния тел. По осцилограмите се определя напрежението на стълба на дъгата, анодно- катодното напрежение и тока на късо съединение. В рамките на постоянния диаметър на телта се променя скоростта на подаването й и от формула (12) се определя "к". На фигура 1 е показана зависимостта на коефициента „к“ от скоростта на подаване на телта.



Фиг.1. Зависимост между коефициента "к" и скоростта на подаване на тела V_n



Фиг.2. Зависимост между $J_{kc\ min}$ и скоростта на подаване на тела V_n

В Таблица 1 са дадени данните от изчисляването на $J_{kc\ min}$ при следните условия:
$\varepsilon = 3.10^{-3}$ V/m;
$\gamma = 7.10^{3}$ kg/m^3;
$d = 1{,}2.10^{-3}$ и $1{,}6.10^{-3}$ m;
$\rho = 1{,}2.10^{-6}$ m^{3}kg s^3 A^{-2};
$j = 1{,}4.10^{11}$ A/m^2.

Таблица 1

$d.10^{-3}$ m	$V_n.10^{-2}$ m/s	$J_{kc\ min}$ A	k
1,2	4,79	224,2	0,21
1,2	6,5	242,5	0,237
1,2	8,56	277,5	0,248
1,6	2,74	226,7	0,19
1,6	3,9	256,9	0,217
1,6	5,14	295,3	0,228

Експерименталните изследвания на процеса за заваряване в газова среда показват, че ако J_{kc} има стойности по-малки от $J_{kc\ min}$ процесът става неустойчив с прекъсвания и разпръскване на метал в околната среда.

Прекомерното увеличаване на тока на късо съединение нарушава процеса на пренасяне на метала и увеличава разпръскването в околната среда. Когато токът на късо съединение е в рамките на защрихованата област на фиг.2, процесът е устойчив.

Получените резултати от изследването обясняват всеизвестния факт, че всички изследователи препоръчват да се използва за полуавтоматично заваряване твърда или нарастваща характеристика на източника на ток. Както е известно при заваряване с къси съединения много-голямо значение за стабилното горене на процеса на заваряване има тока на късо съединение. При ограничаване на тока с баластно съпротивление той

достига максималното си значение в началото на късото съединение. При ограничаване на тока $J_{кс}$ с дросел максималното му значение зависи от времето на късото съединение. Ако колебания на тока в двата случая не надхвърлят допустимите значения на тока на късо съединение процеса ще протича стабилно. В противен случай процеса може да се наруши или ще се съпровожда с повишено разпръскване на метала.

Установено е, че колкото по близо е тока на късо съединение до $J_{кс\ min}$ толкова е по-малко разпръскването на електродния метал. При заваряване в долно положение минималния ток на късо съединение се ограничава само от условието (13), но при вертикално и таванно положение величината на $J_{кс}$ се подбира от условието за пренасяне на метала и формирането на шева. Колкото е по-голяма стойността на $J_{кс}$ толкова по добре се формира шева. В този случай е по-добре тока да бъде ограничаван с индуктивно съпротивление, тъй като ограничаването му с баластно съпротивление увеличава размера на капките и затруднява пренасянето им във ваната. В долно положение образуването на голяма капка не се отразява на формирането на шева тъй като гравитационната сила я насочва към ваната.

За да се изследва влиянието на късото съединение върху пренасянето на метала в заваръчната вана и респективно върху устойчивостта на процеса бе разработен специален транзисторен ключ който дава възможност да се включва и изключва тока в различни моменти от заваръчния цикъл. Ключът дава възможност да се включва и изключва индуктивното или активното съпротивление.

При заваряване с електроди в момента на допиране на капката до повърхността на заваръчната вана се изключва тока на късо съединение в първоначалния момент на късото съединение и отново се включва след определено време. Това довежда до съкращаване на времето на късо съединение и увеличава честотата на пренасяне на капките в заваръчната вана. Този процес показва действието на електродинамичните сили. При непрекъснато действие на тока на късото съединение в момента на допиране на капката до повърхността на заваръчната вана площта на допиране е много по-малка от тази на шийката и електродинамичната сила е насочена от ваната към капката и противодейства на пренасянето на капката. Когато площта на допира между капката и ваната стане по голяма от площта на шийката се включва тока и капката се пренася в заваръчната вана под действието на електромагнитната сила, която е насочена към ваната.

Изключването на тока в момента на късо съединение не дава положителен резултат при полуавтоматично заваряване. Едновременното заснимане на процеса със скоростна камера СК-4 показва, че вследствие на непрекъснатото подаване на телта в дъгата по време на късото съединение не се образува шийка между тела и капката, което не променя направлението на електродинамичната сила и препятства пренасянето на капката.

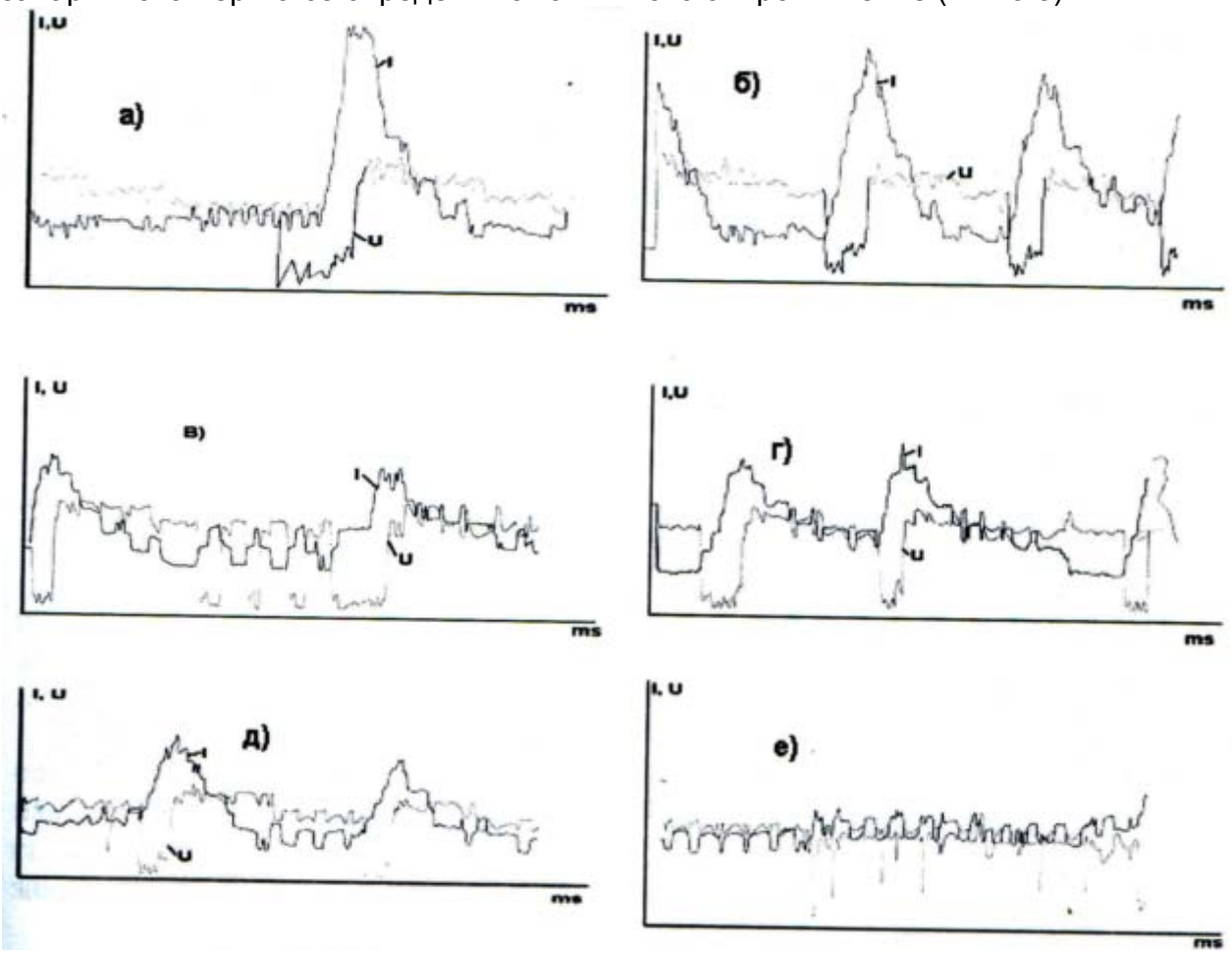
За изследване на едновременното влияние на активното и индуктивното съпротивление на $J_{кс}$ бе изработена специална секционирана индуктивност с 0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 mH. При използването само на индуктивност в заваръчната верига най- добри резултати се получават при 0,4 mH.

При едновременно използване на индуктивно и активно съпротивление устойчивостта на процеса се определя от времеконстантата $T = L/R$. Увеличаването на T води до нарастване на размера на капките, което увеличава разпръскването на метала и нарушава устойчивостта на дъгата (Фиг. 3 в).

За да се изясни влиянието на активното и индуктивно съпротивление бяха проведени експерименти, за подводно заваряване, при който в определен момент след началото на късото съединение се изключва индуктивното съпротивление. Анализът на получените резултати показва, че в първоначалния момент индуктивното съпротивление забавя скоростта на нарастване на тока, което дава възможност на капката да увеличи повърхността на контакта със заваръчната вана. При шунтиране на индуктивното съпротивление тока на късото съединение моментално нараства и се ограничава от

баластния реостат. Времето на действие на индуктивното съпротивление и неговата стойност имат решаващо значение за устойчивостта на процеса. Малката стойност на индуктивното съпротивление не ограничава достатъчно нарастването на тока и процеса става нестабилен. Най-добри резултати се получават при стойност на индуктивното съпротивление 0,4-0,45 mH, като също се изключва на 1/3 до 1/2 от времето на късото съединение. Задължително трябва да се спазва условието J_{kc} да е малко по-голямо от $J_{kc\ min}$ (Фиг.3 г, д).

Има възможност да се използва насищаща се индуктивност със стойност 0,4 mH. В процеса на заваряване при нарастване на тока индуктивността намалява скоростта на нарастване на тока, а след насищането нейното действие се прекратява и параметрите на заваръчната верига се определят от активното съпротивление (Фиг.3 е).



Фиг.3. Осцилограми на тока и напрежението

3. Заключение:

1. На базата на определяне на необходимата минимална енергия за изпаряване на шийката е определен минималния ток на късо съединение, при който съществува устойчив процес на заваряване. Получена е формула, която ни дава възможност да определим $J_{kc\ min}$ като използваме параметрите на процеса на заваряване.

2. Предложена е нова формула за определяне на U_{ak} и експериментално са определени стойностите на коефициента "к".

3. Изследвано е влиянието на индуктивното и активното съпротивление върху устойчивостта на дъгата и времето на прилагане и стойността на тока на късо съединение.

4. Теоретично и експериментално е доказана възможността за използване на падаща характеристика на източника на ток при полуавтоматично заваряване в газова

среда над и под вода. Теоретично може да бъде определен необходимия наклон на статичната характеристика на източника на ток.

Литература :

1. Yara H., Quart J., Jap. Weld Soc, 1983, 1, №2 p.39-44.
2. Potap'yevskiy A. G., Madatov N. M., Plavneniye i prenos metalla pri svarki ton'koy provolokoy pod vodoy, Av. svarka, №12, 1967, str. 11-14.
3. Pokhodnya I. I. i dr., Vzaimnosvyaz mezhdu dlitel'nosti korotkikh zamykaniy i massoy elektrodnykh kapel', Av. svarka, 1983g., №9, str.7-9.
4. Leskov G. I. i dr., YElektricheskiye parametry dugi pri davleniye do 5MPa, Av. svarka, №1, 1999, str. 15-18.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ФАКТОРИТЕ И УСЛОВИЯТА ЗА УСТОЙЧИВОСТ НА ЗАВАРЪЧНАТА ДЪГА ПРИ ЗАВАРЯВАНЕ ПОД ВОДА

STUDY OF FACTORS AND CONDITIONS OF RESISTANCE WELDING ARC UNDER WATER

Borislav Nikov

Abstract. This work examined the factors and conditions that affect the process of resistance arc burning under water. Discussed are all factors that affect the process of porting the metal and their impact on the sustainability of the rainbow. It has been shown that the stability of the arc is dependent on the parameters of the current source and the welding circuit, the technological parameters of the system, the properties of the protective gas and the coating of the electrode.

Keywords: Welding arc; sustainability; Coverage of the electrode; Electric arc.

1. Въведение:

За да може да се използва дъгата в заваръчните процеси тя трябва да има необходимите енергетични характеристики и достатъчна устойчивост на горене. Под "термична" устойчивост обикновено се разбира способността на дъгата да гори продължително след нейното възбуждане. Режим на горене на дъгата, който може да съществува определено време без наличие на смущения се нарича равновесен [1]. Ако отклоненията на режима от изходното равновесие под действието на смущаващия фактор в интересуващия ни отрязък от време не надвишава допустимите значения, то равновесния режим се счита за устойчив.

При анализа на устойчивостта обикновено се ограничаваме в значението на интегралните характеристики на тока и напрежението, които определят енергетичното състояние на дъгата или величините, определящи пространственото положение, формата и движението й, такива като дължина и диаметър на дъгата и скоростта на нейното преместване. Съответно при това се определя енергетичната или пространствена устойчивост на дъгата. Устойчивостта на дъгата се определя от способността на външната верига да поддържа напрежението, необходимо за горенето на дъгата и способността на емисионните процеси да обезпечават тока на катода. На устойчивостта на дъгата може да се влияе чрез съответния избор на електрическите параметри на източника на ток и заваръчната верига , което се постига със задаването на определена форма на волт-амперната характеристика на източника на ток и динамичните свойства. [2, 3 и др.] Този способ може да се възприеме, като външен способ на въздействие върху устойчивостта на дъгата. Другия способ е чрез селективно въздействие на процесите в самата дъга, като се въвеждат в нея различни лесно йонизиращи, електроотрицателни и повишаващи емисионната възможност вещества. [4, 5 и др.]

2. Изложение:

В заваръчната дъга съществува множество от смущаващи фактори: колебание на напрежението, предизвикано от източника на ток, преместване на дъгата на нови участъци от заваряваното изделие, топене и пренасяне на електродния метал, неравномерност и нееднородност на потока от частици, постъпващи в междуелектродното пространство и др.

Пренасянето на електродния метал през дъгата е причина за нарушаване на нейната устойчивост, а от късите съединения зависи разпръскването на метала.

Наличието на лесно йонизиращи елементи в атмосферата на дъгата стабилизира положението на катодното петно, което съществено влияе на характера на пренасянето на електродния метал [6].

В най-общ вид устойчивостта на дъговия процес се оценява по изменението на енергията. Ако в дъгата няма нарастване или намаляване на енергията то нейните

параметри не се променят. Такова състояние е най-благоприятно за получаване на заваръчно съединение, тъй като позволява да се обезпечи непроменливи във времето съставляващи на процеса на заваряване.

В равновесното състояние постъпващата енергия E_o и изразходваната E_p трябва да са равни при което:

$$\frac{dE}{dt} = E_o - E_p = 0 \qquad (1)$$

Мощността на дъгата $U_дJ$ в системата източник на ток-дъга може да се счита за разходна, а постъпващата от източника мощност U_uJ за приходна.

При наличието на активни и реактивни съпротивления в заваръчната верига техните мощности се отнасят към разходните и тогава, уравнение (1) придобива вида:

$$U_uJ - RJ^2 - L\frac{dJ}{dt}J - U_дJ = 0 \qquad (2)$$

Ако случайното нарастване на тока в системата обозначим с i то в съответствие с [6]

$$i = i_o \exp\left[-\frac{1}{L}\left(\frac{\partial U_д}{\partial J} - \frac{\partial U_u}{\partial J}\right) t\right] \qquad (3)$$

където:

i_o -максимално значение на нарастването на тока;

L - индуктивност;

$U_д$ - напрежение на дъгата;

U_u - напрежение на източника на ток;

t - време.

От уравнение (3) се вижда, че възникващите в системата случайни смущения могат да нарастват с времето ($i > i_o$) или да намаляват ($i \to 0$). Това зависи от показателя на експонентата. Тъй като индуктивностга на заваръчната верига е винаги положителна, то знака се определя от $\frac{\partial U_д}{\partial J} - \frac{\partial U_u}{\partial J} = K_y$, който зависи от тангенса на ъглите образувани от хоризонталата и допирателните към волт-амперните характеристики на дъгата и източника на ток в точката на тяхното пресичане. Когато указаната по-горе разлика е по-голяма от нула $\exp\left(-\frac{K_y}{L} t\right)$, се намалява и възникналото смущение $i \to 0$. Ако $K_y < 0$, то експонентата става нарастваща и i нараства, което довежда до нарушаване на зададения режим т.е. към неустойчивост на процеса.

Ако намерим производната $\frac{di}{dt}$ от уравнение (3) ще намерим скоростта на възстановяване на зададения режим без да отчитаме процесите протичащи в източника на ток. Очевидно е, че тази скорост нараства с увеличаване на положителното значение на K_y.

Устойчивостта нараства с повишаване на стойностите на отрицателните значения на производната $\frac{\partial U_u}{\partial J}$, която характеризира наклона на външната характеристика на източника на ток. Устойчивостта се стреми към максимум, ако $-\frac{\partial U_u}{\partial J} \to \infty$, което се реализира при приближаване на външната характеристика към вертикална линия [6].

Едно от най-важните технологични свойства на дъгата е нейната пространствена устойчивост. Интензивността на разтопяване на електрода, топлосъдържанието на разтопения метал, пренасянето му през дъгата, разпръскването и топенето на основния метал се определят в значителна степен от пространствената устойчивост на дъгата.

Счита се, че причина за пространствената неустойчивост на дъгата (ПНД) е преместването на катодното петно по повърхността на електрода. До настоящия момент, обаче няма единно мнение за причините поради които катодното петно се мести.

От практиката е известно [5], че топлосъдържанието на електродния метал и потока на парите от активните петна на дъгата ще бъде толкова по- голям, колкото е по-висока пространствената устойчивост на дъгата. С това се обяснява по-високото топлосъдържание на капките от електроден метал при заваряване на обратна полярност в CO_2 в сравнение с права полярност.

Пространствено устойчивата дъга се характеризира с невисок коефициент на разтопяване на електрода и значителна част от топлината, отиваща за прегряване и изпарение на електродния метал. И обратно, неустойчивата дъга се характеризира с висок коефициент на разтопяване на електрода, относително малко топлосъдържание на разтопения метал и малка интензивност на изпарение на материала на електродите. Висока плътност на парите винаги предполага пространствена устойчивост на дъгата и не може да бъде причина за нейното блуждаене.

При заваряване в среда от CO_2 се наблюдават периодични скокообразни изменения на напрежението с голяма амплитуда и съответно се променя положението на дъгата спрямо електрода.

При заваряване на обратна полярност в CO_2 изменението на тока и напрежението по време на пренасянето на капката се отличават от тези на права полярност. В този случай преди откъсването на капката от електрода постепенно се намалява дължината на дъгата и се увеличава тока, а напрежението пада. Откъсването на капката се съпровожда със скокообразно увеличение на напрежението и намаляване на тока вследствие удължаването на дъгата.

На пространствената устойчивост на дъгата определено влияние оказват свойствата на защитния газ. При използване на CO_2 вследствие на значителната топлопроводност на плазмата и високия градиент на потенциала в стълба на дъгата условията за преместване на дъгата на страничната повърхност на електрода се влошават, което влошава пространствената устойчивост на дъгата. За CO_2 като окислителна среда е характерно продължителното съществуване на катодното петно под капката.

От технологична гледна точка е целесъобразно да се използват двете разновидности на процеса дъгово заваряване в защитни газове: заваряване с къса и дълга дъга. При заваряването с къса дъга разтопяването и пренасянето на метала са разделени във времето, а при дългата дъга са съвместни. Изискванията към двата вида заваряване са различни. За процеса на заваряване с къса дъга се предпочитат пространствено неустойчивите дъги с висок градиент на потенциала. За заваряването с дълга дъга е необходима пространствена устойчивост за да се обезпечи качеството на заваръчното съединение.

При високи плътности на тока, характерни за подводното заваряване в газова среда, катодното падане на напрежението малко зависи от състава на защитната среда и с нарастването на тока намалява. Емисионните свойства на катода влияят на енергетичния баланс на дъгата. Повишаването на емисионната способност на катода намалява производителността на разтопяване на електрода и обратно. В голяма степен пространствената устойчивост на дъгата се определя от катодните процеси.

Възможността да се управлява пренасянето на метала при заваряване с дълга дъга се определя от пространствената устойчивост на дъгата. В този случай основно значение има отношението между потенциала на йонизация на защитната среда и нейната топлопроводимост, увеличаването на което способства струйното пренасяне на метала [5].

За пространствено неустойчивите дъги, каквито са по голямата част от заваръчните дъги в защитни газове с топящ се електрод необходимите технологични свойства се достигат при следните условия:

- провеждане на процеса с чести къси съединения;
- използването на импулсно заваряване с активиран електрод;
- използване на активиран елекгрод и заваряване на права полярност;
- намаляване на повърхностните напрежения с използване на активиращи и шлакообразуващи вещества;
- използване на потопена дъга.

Независимо от същественото развитие на експерименталните методи за изследване на устойчивостта на дъгата и особено на дъгата при изключване центъра на научните изследвания в последните години се премества към страната на аналитичните методи. Този естествен преход от частното към общото, съответства на обобщаването на натрупаните материали, нарастването на стойността на експериментите, нарастването на мощностите на обекта на изследване и усложняването на условията на работата им. Интересът към аналитичните методи е продиктуван от възможността за получаване на обобщени данни и оптимизация на уредбите.

При разглеждане на режимите на елекгродъговата система е възможна различна степен на детайлирания. Режима на дъгата може да бъде зададен като разпределение на напрегнатостта на електрическото и магнитното поле в пространството на дъгата, а така също с плътността на тока, налягането, температурата и скоростта на газовия поток. Това е поточково разглеждане с използване на диференциални величини. То довежда до описване на дъгата със система уравнения в частни производни.

Понякога не е достатъчно да познаваме само интегралните величини на тока и напрежението, а аналогичните величини, определящи пространственото положение, формата и движението на дъгата, такива, като дължина, диаметър на дъгата и скорост на преместване. Това довежда до описание на дъгата от система обикновени диференциални уравнения [7].

Съществуват два принципно различни методи за получаване на модела на дъгата:

Първия метод [4] се основава на изследване на физическите процеси описването им с уравнения в частни производни. Търсения модел се получава като решение на уравненията в частни производни по отношение на интегралните величини x_1, x_2, ….., x_n Този метод се нарича полеви.

Втория метод е кибернетичен, базира се на идентификацията на обекта по опитните данни [4].

При усложняването на обекта на изследването, прилагането на полевия метод води към стремително нарастване на трудностите, поради което при по-сложни обекти се предпочита да се използват за анализирането им верижните методи. При търсенето на модела на заваръчната дъга е целесъобразно да се използват кибернетичните методи[4]. Идентификацията може да бъде проведена с априорно зададена структура или същата да се търси по някакъв начин. В първия случай задаваме структурата на модела и определяме по опитните данни параметрите на тази структура. Във втория случай в процеса на идентификация се избира структурата и се определят параметрите и. Особено перспективно е използването на работния режим за идентификация на обекта-така нареченото адаптивно изследване. Съществения недостатък на адаптивното изследване е голямата продължителност на идентификацията [4].

При изследване на енергитическата устойчивост на дъгата е необходимо да притежаваме математическото описание на електрическата дъга като елемент от електрическата верига. Величините, които напълно характеризират дъгата са тока и напрежението. Зависимостта свързваща тока и напрежението представлява енергетичния модел на дъгата [1]. При моделирането със зададена структура предварително се избира структурата и след това по опитните данни се определят коефициентите и параметрите на тази структура.

Известни са трудностите при аналитичното моделиране на дъгата и изследването на нейната устойчивост [7]. Затова в изследванията на автора е избран експериментално-аналитичния метод за изследване устойчивостта на дъгата.

Заваръчната дъга е изследвана десетки години и са получени редица уравнения свързващи параметрите на дъгата. Авторът си е поставил за цел да използва тези уравнения като база за аналитично изследване на устойчивостта.

3. Заключение:

1. Анализът показва, че устойчивостта на дъгата зависи от електрическите параметри на източника на ток и заваръчната верига, от технологичните параметри на режима, свойствата на заваръчния газ и въвеждането в обмазката на електрода на лесно йонизиращи се, електроотрицателни и повишаващи емисионната възможност вещества.

2. За изследване на устойчивостта съществуват два подхода: първия се основава на изследване на физическите процеси и описването им с уравнения в частни производни (полеви), а втория метод е кибернетичен, базира се на идентификацията на обекта по опитните данни.

3. В най-общ вид устойчивостта на дъговия процес се оценява по изменението на енергията и в случаите когато в дъгата няма нарастване или намаляване на енергията параметрите й не се променят. Обикновено се изследват измененията на тока и напрежението във времето, а за устойчивостта на дъгата се съди по коефициента на устойчивост на дъгата.

4. Поради известните трудности при аналитичното моделиране на дъгата и изследване на нейната устойчивост, целесъобразно е избирането на експериментално-аналитичния метод, който се базира на натрупания през годините експериментален материал.

Литература

1. Leskov G. I., Elekricheskaya svarochnaya duga. M, Mashinostoreniye, 1970, str. 336.
2. Paton B. YE. i dr., Elektrooborudovaniye dlya dugovoy i shlakovoy svarki. M., Mashinostroyeniye, 1966, str. 359.
3. Zaruba I. I., Dymenko V. V., Vliyaniye kapel'nogo perenosa metalla na ustoychivost' svarochnoy dugi peremennogo toka., Av. svarka, 1983g., №12, str. 14-20.
4. Novikov O. Ya., Ustoychivost elektricheskoy dugi, Energiya, 1978g., str. 48.
5. Lenivkin V. A. i dr., Tekhnologicheskiye svoystva svarochnoy dugi v zashchitnykh gazakh. M., Mashinostroyeniye, 1989, str. 137.
6. Pokhodna I. K. i dr., Kriterii otsenka stabil'nosti protsessa dugovoy svarki na postoyanom toke. Av. svarka, 1989, №8, str. 1-4.
7. Pentegov I. V., Sidurets V. N., Sravnitel'nyy analiz modeley dinamicheskoy svarochnoy dugi, Av. svarka, 1989g., №2, str. 33-36.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА РЪЧНОЕЛЕКТРОДЪГОВО ЗАВАРЯВАНЕ ПОД ВОДА НА ОБРАЗЦИ ОТ СТОМАНА 09Г2

ЧАСТ I

EXPERIMENTAL STUDY ON RACHNOELEKTRODAGOVO WELDING FOR WATER SAMPLING OF STEEL 09G2

PART I

Doychin Nikov

Abstract. Experimental and survey the impact of the burden of electrodes in rachnoelektrodagovo welding under water samples from 09G2 steel, on the sustainability of the process and quality of the seam. Based on the statistical analysis were obtained regression equation. It was examined the reproducibility of experiments and obtained the coefficients of the regression equations. An assessment of the adequacy of the model.

Keywords: Welding underwater; Statistical processing .

1. Въведение

Планирането на експеримента е процедура за избор на броя и условията на провеждане на опитите, необходими и достатъчни за решаване на поставената задача с исканата точност. Основните предимства на активния експеримент са[1, 2, 3, 4]:

- минимизация на общия брой опити;
- избор на ясни логически обосновани процедури изпълнявани последователно от експериментатора при провеждане на изследванията;
- използване на математически апарат, формализиращ много от действията на експеримента;
- едновременно вариране на всички променливи и оптимално използване на факторното пространство;
- организиране на експеримента по такъв начин, че да се изпълнят много от изходните предпоставки на регресионния анализ;
- получаването на математически модели, имащи в някакъв смисъл по- добри свойства, в сравнение с моделите, построени възоснова на пасивния експеримент;
- рандомизиране условията на опитите, т.е. превръщане на многото пречещи фактори в случайни величини;
- оценка на експеримента на неопределеност, свързан с експеримента, който дава възможност да се съпоставят резултатите, получени от други изследователи.

Поведението на изследвания процес (обект) устойчивост на дъгата и качество на шева, за изходен параметър зависят обикновено от много променливи величини. Понякога не сме в състояние да посочим всички променливи, оказващи въздействие на обекта. Затова се отделят най - важните входните фактори (независимите променливи), но ние сме се спрели на изследване на взаимовръзките между компонентите на покритието, който се изменят и контролират по време на експеримента, а останалите се приемат за постоянни или въобще не се контролират.

Във връзка с това трябва да се очаква, че функцията на отклика ще бъде не линейна за изучаваната област на междуфакторното пространство и се решава да се строи квадратичен модел. В този случай е необходимо

факторите да се изменят на 3 нива. За по- удобно се работи с така наречените нормирани (безразмерни) фактори. Преминаване от размерен в безразмерен вид на факторите може да стане по формулата:

$$X=\frac{X_i-X_{i0}}{\Delta X_i} \quad (1)$$

където: X_{i0}- основно ниво ΔX_i- интервал на вариране

При избора на конкретен план за експериментиране се налага компромис в изискванията за: точност на математическото описание на процеса; простота на обработка на експерименталните данни; минимален брой експерименти. Разглежда се план на експеримента за построяване на модел от II ред, който има вида:

$$Y = \beta_0 + \Sigma_{1\le i\le k}\beta_i X_i + \sum_{1\le i\le j\le k}\beta_{ij}X_i Y_j + \sum_{1<i<k}\beta_{ii}X_i^2 \quad (2)$$

където: Y - е истинската стойност на отклика;

$\beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}$- истинска стойност на коефициентите;

к - броят на факторите

Броят на членовете на този модел е:

$$C_{k+2}^k = \frac{(k+2)!}{2!} = \frac{(k+1)(k+2)}{2} \quad (3)$$

затова броят на опитите за построяването не трябва да бъде по малко от:

$$N \ge \frac{(k+1)(k+2)}{2} \quad (4)$$

Освен това е необходимо всеки фактор да се изменя на не по – малко от три нива. Резултатите от опитите се пресмятат избраните оценки на коефициентите на модела и се съставя регресионното уравнение:

$$У(X_1X_2,X_3,X_4) = b_0+b_1*X1+b_2*X_2+b_3*X_3+b_4*X_4+b_{12}*X_1*X_2+ b_{13}*X_1*X_3+ b_{14}* X_1*X_4+ b_{23}*X_2*X_3+ b_{34}*X_3*X_4+ b_{11}*X_1*X_2+ b_{22}*X_2^2+ b_{33}*X_3^2+ b_{44}*X_4^2; \quad (5)$$

Един от критериите за оптималност на плановете може да бъде броят на опитите в тях. В по- голяма част от случаите експериментаторите се стремят броят на опитите да бъде колкото може по - малък. Оказва се, че може да се поставят планове броят на опитите който е или равен на броя на коефициентите в модела или малко по-голям.

Един от най икономичните по броя на опитите планове са предложени от Хартли, Рехтшафнер.

Структурата на информационната матрица и матрицата на грешките за планове е анализирана подробно. Оказва се, че в информационната матрица може да се появят различно от нула нечетни моменти. В резултат на това такива планове се оказват несиметрични.

Експериментите са проведени на базата на приетия ОЦКП при избраните фактори и нива на вариране. Избираме план на експеримента - план на Рехтшафнер за четири фактора с тридесет и един опита и оценяваме влиянието им върху устойчивостта на процеса и качеството на шевовете на обработваните метали. Матрицата на избрания план е дадена в таблица 1.

Ръчноелектродъгово заварени под вода са 35 образеца: 31 образеца съгласно избрания план и 4 образеца за проверка повторяемостта на резултатите. Качеството на образците след подводното заваряване е оценено количествено с бална оценка от (0 до 1).

Табл.1 . Матрицата на избрания план при ръчноелектродъгово заварени под вода

№	X_1	X_2	X_3	X_4	$X_1.X_2$	$X_1.X_3$	$X_1.X_4$	$X_2.X_3$	$X_2.X_4$	$X_3.X_4$	X_1^2	X_2^2	X_3^2	X_4^2	Y1 A_V,J	Y2 ЗТВ,	Y3 НМ, HV	Y4 Ks	Y5 Рсг, %

																HV			
1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	МП	343	242	0.402	87.8
2	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	39.1	352	264	0.079	86.6
3	-1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	47.3	343	217	0.808	88.8
4	+1	+1	-1	-1	1		-1	-1	-1	1	1	1	1	1	45.1	343	239	0.786	87
5	-1	-1	+1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	48.2	357	217	0.581	80.5
6	+1	-1	+1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	61.0	343	231	0.297	87.6
7	-1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	54.5	361	207	0.516	88.2
8	+1	+1	+1	-1	1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	1	54.1	339	204	0.742	84.8
9	-1	-1	-1	+1	1	1		1	-1	-1	1	1	1	1	73.6	357	206	0.521	89
10	+1	-1	-1	+1	-1	-1	1	1	-1		1	1	1	1	66.9	348	209	0.39	89.8
11	-1	+1	-1	+1	-1	1			1	-1	1	1	1	1	48.9	343	227	0.475	87.3
12	+1	+1	-1	+1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	71.5	339	196	1	87.9
13	-1	-1	+1	+1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	62.1	339	215	0.678	84.6
14	+1	-1	+1	+1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	64.9	339	242	0.523	89.7
15	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	52.1	343	222	0.615	89.2
16	+1	+1	+1	+1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	73.6	339	202	0.399	86.5
17	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	61.7	339	231	0.115	85.3
18	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	47.7	343	242	0.402	87.8
19	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	49.1	352	264	0.079	86.6
20	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	47.3	343	217	0.808	88.8
21	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	45.1	343	239	0.786	87
22	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	48.2	357	217	0.581	80.5
23	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	61	343	231	0.297	87.6
24	0	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	54.5	362	207	0.298	88
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.1	343	210	0.298	88.1

26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.2	342	207	0.297	88.2
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.5	341	208	0.296	88.1
28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.2	343	210	0.298	88
29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.6	342	209	0.298	88.1
30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.3	341	211	0.299	88.2
31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	54.6	343	207	0.299	88.1

С помощта на програмата: "Mathcad 2001" се обработват данните от плана и се изчисляват регресионните уравнения отразяващи изменението на устойчивостта на процеса и качеството на шевовете на съответните образци във функция на входните фактори (взаимовръзка между компонентите на покритието в проценти) при ръчноелектродъгово заваряване под вода.

2. Изложение

1. Проверка на възпроизводимост на експеримента

Извършването на тази проверка е в същност проверка на изпълнението на второто предположение на еднородност на дисперсиите. Задачата са състои в проверка на хипотезата за равенство на дисперсиите, при експерименти, съответстващи на точките (редовете) от матрицата на планиране.

Оценката на дисперсията за всеки ред (по редовата дисперсия), се дава по формулата:

$$S_i^2 = \frac{1}{m-1}\sum_{j=1}^{m}(y_{ij} - \bar{y}_i)^2 \qquad (6)$$

със степени на свобода v=m-1. Тук m е брой опити (m=4-1).

За проверката на хипотезата за еднородност на дисперсиите, използваме критерия на Кохрен, който се основава на закона на разпределение на отношението на максималната емпирична дисперсия към сумата на всички дисперсии:

$$Gmax = \frac{\max[S_i^2]}{\sum_{i=1}^{N} S_i^2} \qquad (7)$$

от таблица се определя Gкр.(α, υ_{1b}, υ_{2b}), където α е ниво на значимост (обикновено е 0,05) и υ_{1b}=m-1=3, υ_{2b}=N=31. Ако Gmax<Gкр=3,49, то хипотезата за еднородност на дисперсията се приема.

За дисперсия на единичния опит се приема величината:

$$S^2(y) = \frac{\sum_{i=1}^{N} S_i^2}{N} \qquad (8)$$

2. Определяне на коефициентите и тяхната значимост.

Оценките на регресионните коефициенти се пресмятат по формулата:

$$k_i = \frac{1}{N}\sum_{u=1}^{N} f_{iu} y_u \ , i = 1, \dots, k \qquad (9)$$

Замествайки стойностите им в уравнение (5), получаваме уравнението на регресия във вида:

За Av:

Y(X1,X2,X3,X4)=54.401791+0.575046*X1-0.833400*X2+1.525122*X3+4.317012*X4+
2.575000*X1*X2+1.975000*X1*X3+2.412500*X1*X4+0.787500*X2*X3-1.650*X2*X4-
2.9250*X3*X4+0.939679*X1*X1-0.685321*X2*X2-1.072821*X3*X3+1.702179*X4*X4;

За HV(3TB):

Y(X1,X2,X3,X4)=342.422830-1.500120*X1-1.916820*X2-1.500120*X3-3.333600*X4-
1.000000*X1*X2-2.250000*X1*X3+0.625000*X1*X4+2.250000*X2*X3-0.6250*X2*X4-
2.8750*X3*X4-0.539430*X1*X1+1.085570*X2*X2+1.710570*X3*X3+1.835570*X4*X4;

За HV(HM):

Y(X1,X2,X3,X4)=208.893540+2.333520*X1-8.584020*X2-4.500360*X3-4.500360*X4-
6.1250*X1*X2-4.750*X1*X4-1.750*X2*X3+3.8750*X2*X4+9.125000*X3*X4+
6.158020*X1*X1+7.158020*X2*X2+1.783020*X3*X3-0.841980*X4*X4;

За Ks:

Y(X1,X2,X3,X4)=0.299376+0.060713*X1+0.045295*X2-0.030544*X3-0.009626*X4+
0.1271*X1*X2-0.006188*X1*X3+0.050313*X1*X4-0.116063*X2*X3-0.093063*X2*X4-
0.0533*X3*X4+0.049808*X1*X1+0.109808*X2*X2+0.013308*X3*X3+0.01293*X4*X4;

За Pcr:

Y(X1,X2,X3,X4)=88.170686+0.395865*X1+0.354195*X2-0.512541*X3+0.254187*X4-
1.19375*X1*X2+0.48125*X1*X3+0.19375*X1*X4+0.53125*X2*X3-0.53125*X2*X4+
0.31875*X3*X4-0.356009*X1*X1-0.068509*X2*X2-0.043509*X3*X3-0.431009*X4*X4;

За да проверим хипотезата за значимост на коефициентите на модела е необходимо да определим дисперсията на оценките им:

$$S_{bi}^2 = \frac{s^2(y)}{N.m} \qquad (10)$$

където S_{bi}^2 е оценка на дисперсията на случайната грешка и се определя след провеждане на p допълнителни опита.

Величината t_1 има разпределение на Стюдънт. По таблици се определя $t_{кр.}(\alpha,\upsilon_\varepsilon)=2{,}021$, където α е ниво на значимост (обикновено е 0,05) и $\upsilon_\varepsilon=N(m-1)=93$. Ако $t_1 > t_{кр}$, то нулевата хипотезата се отхвърля и коефициента b_i се признава за значим, т.с. $b_i=0$.

$$\Delta b_i = \frac{b_i}{s_{(b_i)}} \qquad (11)$$

3. Проверка на адекватност на модела.

За да се провери хипотезата за адекватно представяне на резултатите от експеримента с намереното регресионно уравнение е достатъчно да се оцени отклонението на предсказаната по модела функция от резултатите от експеримента в същите точки на фактурното пространство.

Пресмята се остатъчната сума:

$$Q_{ост} = \sum_{i=1}^{N} (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2 \qquad (12)$$

където $\hat{y}_i$ са стойности на отклика, предсказани от модела. Определят се степените на свобода на остатъчната сума: $\upsilon_{ост}=N-k$ (к-коефициент на значимост на модела, а N- брои на експерименталните стойности).

Пресмята се дисперсията на адекватност:

$$S_{ост}^2 = \frac{Q_{ост}}{\upsilon_{ост}} \qquad (13)$$

Адекватността на математичния модел проверяваме по критерия на Фишер (F - критерий) чрез сравняване на изчислената F с табличната му стойност $F_{кр}$:

$$F = \frac{S_{ост}^2}{s_{\bar{y}}^2} \qquad (14)$$

От таблиците с разпределение на Фишер се определя $F_{кр}$ (α, $υ_{ост}$, $υ_2$)

Броят на степените на свобода на F в случая е ν_1=N-к=17, ν_2= N (k - 1) = 13 при ниво на значимост α = 0,05 и $F_{кр}$ = 3,07. Тъй като F < $F_{кр}$ - моделът е адекватен и може да се използва за предсказване.

3. Заключение:

На базата на статистическия анализ са получени регресионните уравнения. Извършена е проверка на възпроизводимостта на експериментите и са получени коефициентите на регресионните уравнения. Направена е оценка на адекватността на модела.

Литература:

1. Markov V. Modelirane i avtomatizatsiya na tehnologichni obekti., Varna., 1999.
2. Gradinarov, P.,Georgiev, D. Zapiski:Metodika na nauchnite izsledvaniya. V., VMEI, 1986.
3. Stoyanov, S. Optimizatsiya na tehnologichnite protsesi. S., Tehnika, 1993.
4. Vuchkov, I., Stoyanov, S. Matematichesko modelirane I optimizatsiya na tehnologichni obekti. S., Tehnika, 1980

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ЕЛЕМЕНТИТЕ НА ПОКРИТИЕТО НА ЕЛЕКТРОДА ВЪРХУ СВОЙСТВАТА НА ЗАВАРЪЧНОТО СЪЕДИНЕНИЕ ПРИ ЗАВАРЯВАНЕ ПОД ВОДА

ЧАСТ II

STUDY THE INFLUENCE OF ITEMS TO COVER ELECTRODES ON THE PROPERTIES OF THE WELD WELDING UNDER WATER

PART II

Doychin Nikov

Abstract. In the present work, the influence of the elements of the coating of the electrode on the properties of the weld welding underwater electrodes and is optimized composition of the coatings. Definitely influence the composition of the coating on the combustion stability of the arc and resistance to corrosion cracking, hardness of weld metal and the heat affected zone and sustainability of the metal against brittle fracture.

Keywords: Program, Optimization, Elements of coverage.

1. Оптимизиране параметрите на регресионния модел.

Използва се компютърна програма за оптимизиране параметрите на регресионния модел, която реализира метода на въртящите координати (метод на Розенброк) за итерационно търсене на оптимум на произволна аналитично зададена функция *F* (целева функция на няколко променливи). Основният алгоритъм е построен за минимизиране на F, но при необходимост от максимизиране се налага обръщане знака на целевата функция чрез специална трансформация на променливите, което прави възможно решаването на задачата за оптимизиране при отчитане на ограничения от вида:

$$a_i<x_j<b_i,\ i = 1,...,n$$

Въвеждат се нови променливи чрез трансформацията

$$X_i= a_i + (b_i- a_i)\ sin^2Z_i$$

Тези променливи по-нататък се интерпретират като неограничени.

Методът на Розенброк е един от най-ефективните и универсални начини за оптимизиране без изчисляване на производни на целевата функция. Той се състои от последователно повтарящи се итерационни цикли, във всеки един от които се извършва директно търсене на оптимум по направление, успоредно на всяка от координатните оси и завъртане на координатната система като първата й ос се ориентира по посока на най-доброто решение и получаване на ортогонална система. Най-често това се извършва чрез процедурата на Гром-Шмидт. Методът е особено ефективен при търсене оптимума на т.н. "гребеновидни" функции и изолинии, изтеглени в определено направление[1, 2, 3].

2. Изложенние

Чрез компютърна програма за оптимизиране параметрите на модела отразяваме изменението на устойчивостта на процеса и качеството на шева във факторното пространство, ограничено от звездните точки на кодираните променливи с граници (-2; +2). В натурални измерители границите на факторното пространство изглеждат така:

$$X_1 = T_iO_2/CaCO_2 = (0,5;\ 1,5),\ \%;$$

$$X_2 = CaF_2/CaCO_3 = (0,15;\ 0,45),\ \%;$$

X_3 = *Fe/CaCO₃*= (0,5; 1,5), %;
X_4 = *FeMn/CaCO₃*= (0,1; 0,3), %.

В оптималната точка се получава за ударната жилавост след подводно заваряване A_v= 70,529 и тя има следните кодирани и натурални координати (за A_v):

- *TiO_2/$CaCO_2$* - x_1= 0,3588 *(A* = 1,1794 %);
- *CaFe/CaCO₃* - x_2 = -0,6774 (B = 0,1984 %);
- *Fe/CaCO₃* - x_3 = 0,0938 (C = 1,0469 %);
- *FeMn/CaCO₃* - x_4= - 0,445 (Б = 0,1956 %).

В оптималната точка се получава максимална твърдост (HV) след подводно заваряване в ЗТВ=349,0147 и тя има следните кодирани и натурални координати (за ЗТВ):

- *TiO_2/$CaCO_2$* - x_1= *-0,7909* (A = 0,6045 %);
- *CaFe/CaCO₃* - x_2= -0,4716 (B = 0,2293 %);
- *Fe/CaCO₃* - x_3= -0,0024 (C = 0,9988 %);
- *FeMn/CaCO₃* - x_4= - 0,0029 (D = 0,1997 %).

В оптималната точка се получава максимална твърдост (HV) след подводно заваряване в НМ=135,7755 и тя има следните кодирани и натурални координати (за НМ):

- *TiO_2/$CaCO_2$* - x_1 = *0,0286* (A = *1,0143 %);*
- *CaFe/CaCO₃* - x_2= -0,0269 (B= 0,296 %);
- *Fe/CaCO₃* - x_3 = 0,028 (C = 1,014 %);
- *FeMn/CaCO₃* - x_4= 0,0274 *(*D= 0,2027 %).

В оптималната точка се получава устойчивост на дъгата при подводно заваряване Ks = 2,0984 и тя има следните кодирани и натурални координати (за Ks):

- *TiO_2/$CaCO_2$* - x_1 = -0,0282 (A= 0,9859 %);
- *CaFe/CaCO₃* - x_2= 0,3031 (B= 0,3455 %);
- *Fe/CaCO₃* - x_3= 0,0000 (C= 1,0 %);
- *FeMn/CaCO₃* - x_4= 0,0000 (D= 0,2 %).

В оптималната точка се получава устойчивостта срещу кристализационни пукнатини след подводно заваряване Pcr = 92,4948 и тя има следните кодирани и натурални координати (за Pcr):

- *TiO_2/$CaCO_2$* - x_1 = 0,3712 (A= 1,1856 %);
- *CaFe/CaCO₃* - x_2= -1,1255 (B= 0,1312 %);
- *Fe/CaCO₃* - x_3= -0,0008 (C= 0,9996 %);
- *FeMn/CaCO₃* - x_4= 0,0004 (D= 0,2 %).

По значимост факторите се подреждат така:

а) Устойчивостта на горене на дъгата има най-значима връзка с CaF_2 с намаляването на който се повишава УГД. Значимостта на зависимостта между Ks и Fe(npax) е слаба с тенденция за обратна пропорционалност на ранговете им. Увеличаването на металната фаза в покритието повишава УГД. УГД се увеличава с нарастване на съдържанието на CaCOз, Fe и намаляване на CaF_2. Прехода на С и Mn от покритието нараства с повишаване на Ks. УГД нараства с увеличаване на тока на заваряване за различните видове покрития с изключение на рутило-базичните (наличие на CaF_2). УГД намалява с увеличаване на налягането.

б) Устойчивостта на метала срещу корозионни пукнатини P_{cr} нараства с увеличаване на количеството на Fe(npax) в покритието. Аналогично е и влиянието на FeMn. Нарастването на Pcr е пропорционално на нарастването на количеството на CaCOз в състава на покритието. Pcr показва тенденция на обратно пропорционална зависимост с ударната жилавост Av. Устойчивостта на метала срещу кристализационни пукнатини се определя от две групи двойки променливи ($Fe_{(npax)}$) и FeMn) и (CaCOз и $Fe_{(npax)}$).

В първата група нарастването на количеството на Fe(npax) и съдържанието на Mn в кристализиращия метал повишава Pcr. Повишаване на Pcr се постига и при едновременно повишаване на съдържанието на CaCOз и Fe(npax) в покритието. Нарастването на легиращите елементи в

наварения метал главно Mn и Si и по-слабо С и Mn като легираща група понижава Pcr при МПЗ.

в) Твърдостта на наварения метал HV_{hm} нараства с повишаване на съдържанието на FeMn в покритието. Влияние в значим статистически аспект оказва CaF_2 от покритието. Двойното въздействие на CaFe и FeMn се изразява с това, че с увеличаването на съдържанието им нараства HV_{hm} . Твърдостта на наварения метал зависи главно от съдържанието на С и Mn. Освен това тя зависи от комплексите FeMn - [H] и CaF_2 - [H].

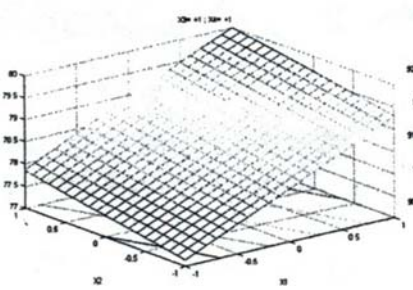
г) Твърдостта на метала в ЗТВ $НУ_{ЗТВ}$ не зависи от състава на покритието, а само от условията на заваряване и количеството на вложената енергия.

д) Устойчивостта на метала срещу крехко разрушение Av намалява с увеличаването на [H], но по-слабо. Увеличаването на С и Mn в наварения метал води до намаляване на Av. Увеличаване на концентрацията на CaCOз и FeMn в покритието е съпроводено с понижаване на Av на наварения метал.

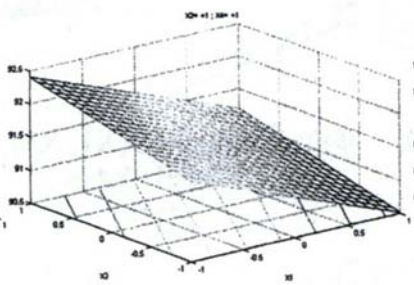
Направен е графичен анализ на регресионния модел за Av, HV(ЗТВ), HV(НМ), Ks и Pcr в областта на оптимума. Резултати от машинната обработка на регресионните уравнения.

В края на разработката са представени диаграми с изолинии, които отразяват изменението устойчивостта на дъгата и качеството на шева (У) във функция на изменението на компонентите на покритието: за $TiO_2/CaCO_2$ (x_1); за $CaFe/CaCOз$ (x_2); за $Fe/CaC0_3$ (x_3); за $FeMn/CaC0_3$ (x_4), където: x_1, x_2, x_3 и x_4 - са безразмерни променливи.

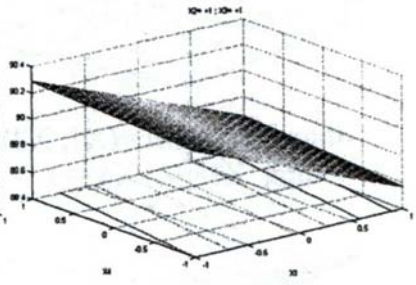
Обработката на статистическите данни, чрез програмен продукт "MATLAB 6.5" позволява построяването на изолинии показващи изменението на изходните параметри на образци от стомана 09Г2 при подводно заваряване.



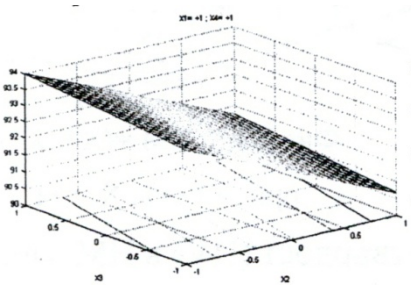
Фиг.1. а) Pcr = (X1, X2) при X3=+1;X4=+1



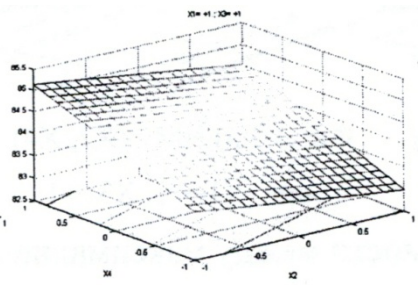
Фиг.1. б) Pcr = (X1, X3) при X2=+1;X4=+1



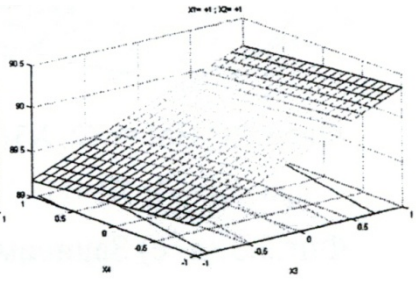
Фиг.1. в) Pcr = (X1, X4) при X2=+1; X3=+1



Фиг.1. г) Pcr = (X2, X3) при X1=+1;X4=+1



Фиг.1. д) Pcr = (X2, X4) при X1=+1;X3=+1



Фиг.1. е) Pcr = (X3, X4) при X1=+1; X2=+1

Фиг.1.(а÷е) Зависимости между устойчивостта срещу кристализационни пукнатини Pcr след подводно заваряване и изменението на компонентите на покритието

Анализът на графичните зависимости потвърждава изводите, направени по-горе, по отношение на ранжирането и значимостта на четирите фактора и влиянието им върху изходните параметри (У),въпреки че някои от координатите на точката на оптимума са далеч извън границите на фактурното пространство. Ясно се вижда влиянието на факторите върху устойчивостта на дъгата и качеството на шева след ръчноелектродъгово подводно заваряване и тенденцията на възможностите за тяхното увеличение.

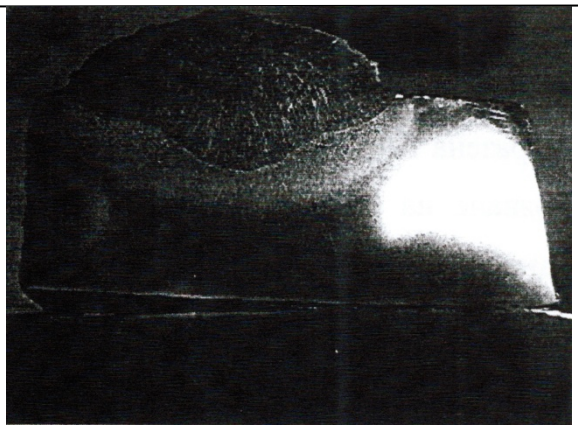
2. Влияние на параметрите на състава на шихтата на електродите върху качеството на шева чрез металографски анализ на заваръчните съединения при МПЗ:

Формирането на структурата в зоната на стопяване и в зоната на термично влияние има ясно изразен не равновесен характер с висока дисперсност фиг.2, фиг.2. а) и фиг. 3, което е установено както микроструктурно така дирометрично.

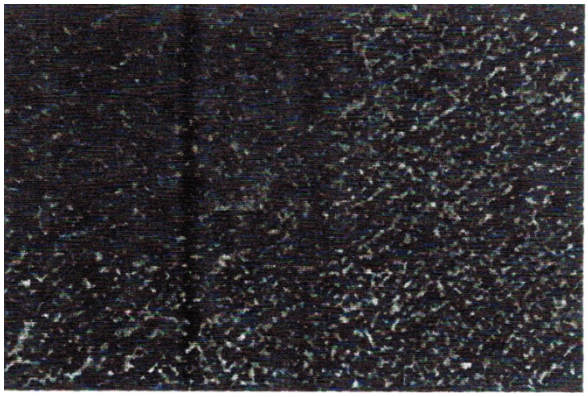
Металът на шева, получен с покритие от рутилов тип № 1,3,5 и 7 се характеризира с това че при съдържание $\frac{Fe_{(прах)}}{CaCO_3} = 1$ и $\frac{FeMn}{CaCO_3} = 1$ възникват микропукнатини в структура с неравновесен характер, получена в наварения метал с електрод №1.

Структури без микропукнатини са получени с електрод N:3, 5 и 7. Процесът на кристализация в зоната на стопяване протича с образуването на издължена по посока на топлоотвеждането зърнеста структура. При по големи увеличения тя може да се ухарактеризира като перита мартензито-подобна или троостито-подобна бейнитна (фиг.4, фиг.5), което се потвърждава от стойностите на микротвърдостта 290-330HV в тази зона.

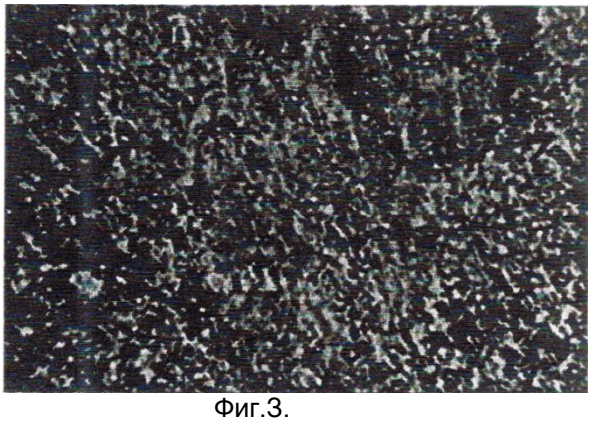
В някой случай фиг.6 се наблюдават структури с отделяне на ферит с видманщетенова ориентация по границите на зърната, затварящ потъмни участъци от бейнитни и др. дисперсни неравновесии структури.



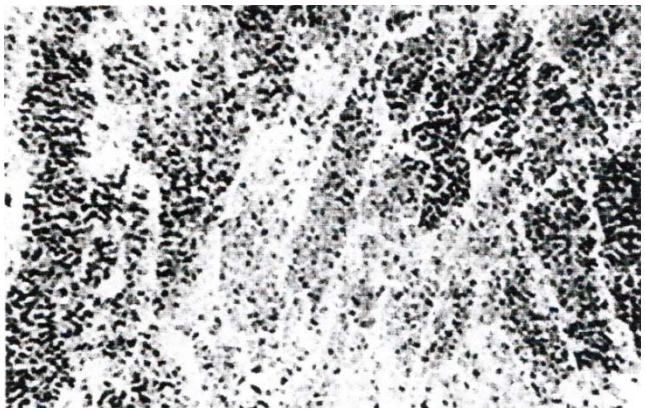
Фиг.2. а). Заваръчен шев



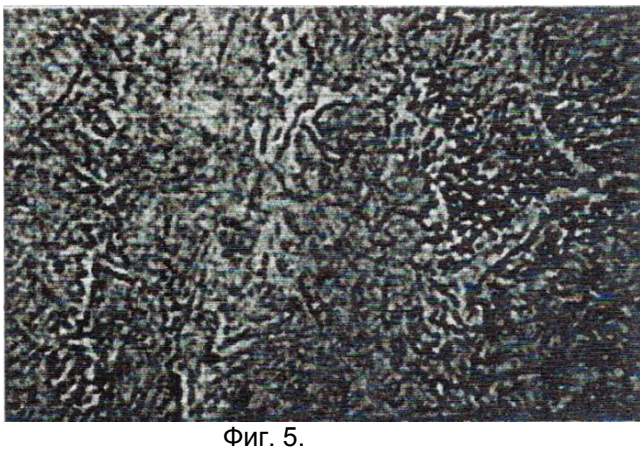
Фиг.2



Фиг.3.



Фиг. 4.



Фиг. 5.

На границата на сплавяване се създават благоприятни условия за образуване на неравновесни структури. При заваряване на права полярност границата между основния и наварениятметал е рязко изразена като структурата и е груб едър бейнит (HV=290-330). При заваряване на обратна полярност в прясна вода, се вижда сравнително плавен преход межд основния и наварения метал, като структурата бейнит+иглист ферит (HV=290-320) е по-фина в сравнение със заваряване на права полярност.

При заваряване на обратна полярност в морска вода преходът между наварения и основния метал е сравнително плавен, като структурата е аналогична с тази при заваряване в прясна вода на обратна полярност.

Характерно за тези електроди е, че ЗТВ независимо от полярността есравнително постоянна по ширина, микротвърдостта се променя в границите НУ=330-146, а ширината и варира в границите на 2,0-2,5 mm.

При концентрация $\frac{TiO_2}{CaCO_3} \geq 1{,}5$ се наблюдава тенденция към увеличаване на укнатинообразуването.

Металът на шева, получен с електроди с базичен тип покритие (електрод N:2 и 4) с максимално съдържание на (FeMn/CaCO3), се характеризира с фино-дисперсна структура. Повишаването на съдържанието на FeMn в покритието води към получаване на дендритни структури Зоната на термично влияние се характеризира с неравновесни структури и микропукнатини, успоредни на границата на сплавяване (НУ=370-380).

Металът на шева, получен с електроди с покритие рутило-базичен тип, е със структура с дендритен характер. Нарастването на FeMn до максимални значения води до образуване на пукнатини в наварения метал. ЗТВ се характеризира с типично неравновесна структура и наличие на пукнатини успоредни на границата на сплавяване.

Склонността на ЗТВ към образуване на пукнатини няма ясно изразена зависимост от типа на покритието.

На базата на направеното изследване бяха разработени и изработени електроди условно обозначени ЕПЗ-12С, чиито състав не е възможно да бъде даден по определени съображения. Изпитанията на електродите проведени в лабораторни и натурни условия показват (виж протоколите), че те удовлетворяват всички изисквания за заваряване в подводни условия.

В табл.1 са дадени сравнителните резултати от изследването на различни марки електроди производство на Германия - 098, на фирма Тейлор - САЩ - Англия - Е 6013 и електрод на ИЗС "Патон" ЗПС-55. Както се вижда от сравнителните данни, ЕПЗ-12С има най-добри характеристики.

Табл.1. Технически характеристики

N:	марка на електрода	UI [kW]	K_c	Рсг %	HVзтв	HVнм	A_v [J]
1	G 98	6,328	0,808	84,44	343	222	52,1
2	E 6013	6,310	1,00	84,80	339	196	54,1
3	ЗПС-55	6,280	0,853	82,30	328	217	47,3
4	ЕПЗ-12с	6,290	0,786	87,90	339	196	71,5

3. Заключение:

На базата на регресионните уравнения е направена оптимизация на състава на покритието влияещото на качествата на заваръчното съединение. Аранжирани са факторите на влияещи на качествата на заваръчните съединения. Определено е влиянието на състава на шихтата на електродите върху качеството на шева като се използва металографския анализ на шева около шевната зона. Направено е сравнение на резултатите на заваряване под вода с различни марки електроди производство на водещите страни в света.

Литература (изцяло на латиница):

1. Stoyanov, S. Metodi i algoritmi za optimizatsiya. S., Tehnika,1990.
2. Ivanov, G., Yuochukova, V. Rakovodstvo za reshavane na zadachi po matematichesko optimizirane. S., "Kliment Ohridski", 1989.
3. Vuchkov, I., Stoyanov, S., Velev K. Rakovodstvo za laboratorni uprazhneniya po matematichesko modelirane i optimizatsiya na tehnologichni obekti. S., Tehnika, 1986.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕКОЛОГИЧНИТЕ ПОКАЗАТЕЛИ НА АВТОМОБИЛ, РАБОТЕЩ С БЕНЗИН И ВТЕЧНЕН ГАЗ ПРОПАН-БУТАН

INVESTIGATION ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF VEHICLE WORKING WITH GASOLINE AND LPG

Velichka Georgieva, Radostin Dimitrov, Daniel Kostadinov

Abstract. The transport sector is one of the most complex and it is a key part of developing the world economy. This sector is affected by the trends and innovations in science and technology. The main idea behind most of the innovations is to reduce the pollution from the motor vehicles. To do that many countries and organizations have created many regulations, standards and directives to restrict the harmful exhaust emissions. This report explores the quantities of hydrocarbons in the exhaust gases using gas chromatograph.
Keywords: chromatography, lpg, gasoline, environmental performance

1. Въведение:

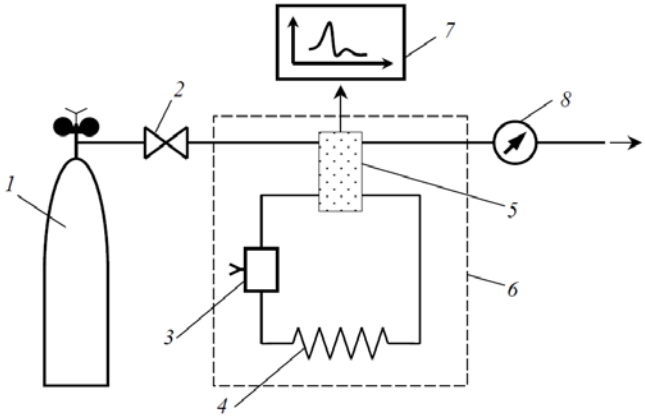
През 2000 Европейският съюз въвежда ДИРЕКТИВА 2000/69/ЕО 16.11.2000 г. относно пределно допустимите стойности за бензен и въглероден оксид в атмосферата, като до 2010 г. емиисиите на бензен във въздуха трябва да бъдат намалени до 0%.

Обект на изследването е проверката състава и количеството въглеводороди в отработилите газове на случаен автомобил.

2. Изложение:

Хроматографията обхваща голям брой методи за разделяне на сложни смеси от газове или вещества в разтвор. По този начин се дава възможност да се определи структурният състав на отделните вещества и тяхната концентрация. Разделянето се осъществява в система, състояща се от две фази, едната от които е неподвижна, а другата – подвижна. То се основава на сорбционни явления в динамични условия. В най-прост вид тези условия се осъществяват при пропускане на разтвор, съдържащ подлежащите на разделяне вещества през колона, запълнена със сорбент.

Отличителна особеност на газовата хроматография е, че използваната подвижна фаза трябва непременно да бъде в газообразно състояние и служи като газ-носител за транспортиране на разделяните съединения в колона. Като газ-носител могат да бъдат използвани отделни газове, газообразни съединения или смес от газове и газообразни съединения.



Фиг.1. Принципна схема на газов хроматограф

Всяка газо-хроматографична установка трябва да съдържа следните компоненти:

- източник на газ-носителя (1);
- вентил, регулиращ скоростта на потока на газ-носителя (2);
- устройство за инжектиране (3);
- хроматографска колона (4);
- детектор (5);

- термостат колона и термостат детектор (6);
- регистратор (7);
- измерител на скорост на потока на газ-носителя (8).

Газът носител от бутилката за високо налягане 1 преминава през вентила за регулиране 2. В устройството за инжектиране се подава газовата смес за анализ. След увличане от газа носител газовата смес се въвежда в хроматографната колона 4. В колоната газовата смес се разделя на съответните и компоненти. Колоната и инжекторът се термостатират чрез термостат 6. След преминаване през колоната газът носител заедно с отделните компоненти постъпва в измерителното устройство на детектора през измерителя на скоростта на посоката на газа 8 в атмосферата.

За записване на хроматограмата се използва регистраторът 7.

При провеждането на експеримента се използва хроматограф VARIAN 450GC.

Процедурата по проверка на състава на въглеводородите и най-вече за наличието на бензол и толуол според полското законодателство се осъществява на три етапа:

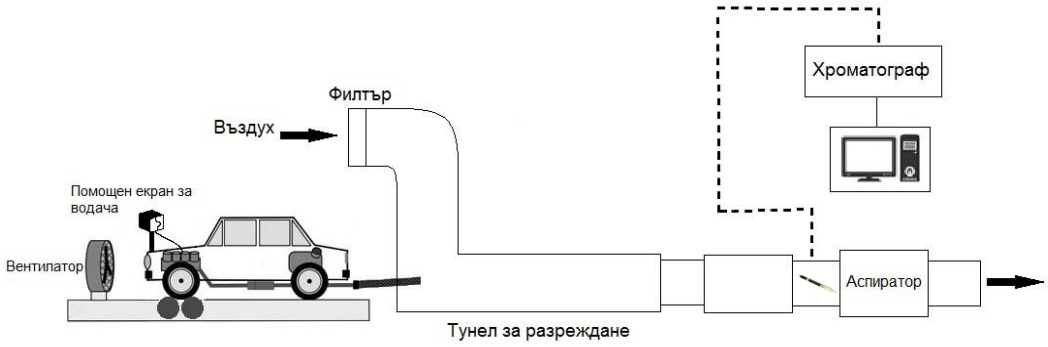
- празен ход;
- при скорост от 50 km/h (движение в градски условия);
- при скорост от 80 km/h (извънградски условия).

За бензен и въглероден оксид резултатите от измерванията следва да бъдат стандартизирани при температура 293 K и налягане 101,3 kPa.

По-голямата част от особеностите на цикъла се базират на работните режими на европейските автомобили. Така например за всяка фаза средните скорости и ускоренията съответстват на тези, наблюдавани в практиката, а съответните продължителности на различните режими са в съответствие със средно статистческите при използване на автомобила върху различни типове пътища. Трябва да се има предвид, че с отделните детайли от цикъла не се симулират действителните режими на движение. Продължителността на този цикъл е общо 40 минути. Симулираните скорости на движение на автомобила са: 50 km/h и 80 km/h.

За изследването са използвани следните уреди:

- аспиратор ASP 3 I (LAT);
- динамометър MAHA (Machinenbau Haldenwang);
- хроматограф VARIAN 450 GC.



Фиг. 2 Схема на опитната установка

Газовите проби се взимат чрез аспиратор от изпускателната система на автомобила, което осигурява запазването на състава им за известно време. Времето за събирането на пробите от отработилите газове 20 минути. Снетите проби са при работа на двигателя на празен ход и скорост на движение на автомобила 50 km/h и 80 km/h при работа на двигателя с бензин и втеченен газ пропан-бутан. Чрез така направеното изследване е симулирано движение на автомобила в градска и извънградска среда. На динамометричния стенд се следи съпротивлението от спираните барабани, температурата на маслото, температурата и налягането на въздуха, честотата на

въртене на коляновия вал, ускорението или спирачното закъснение. При скорост 50 km/h и 80 km/h е включен вентилатор пред автомобил, за да се имитира движение на пътя.

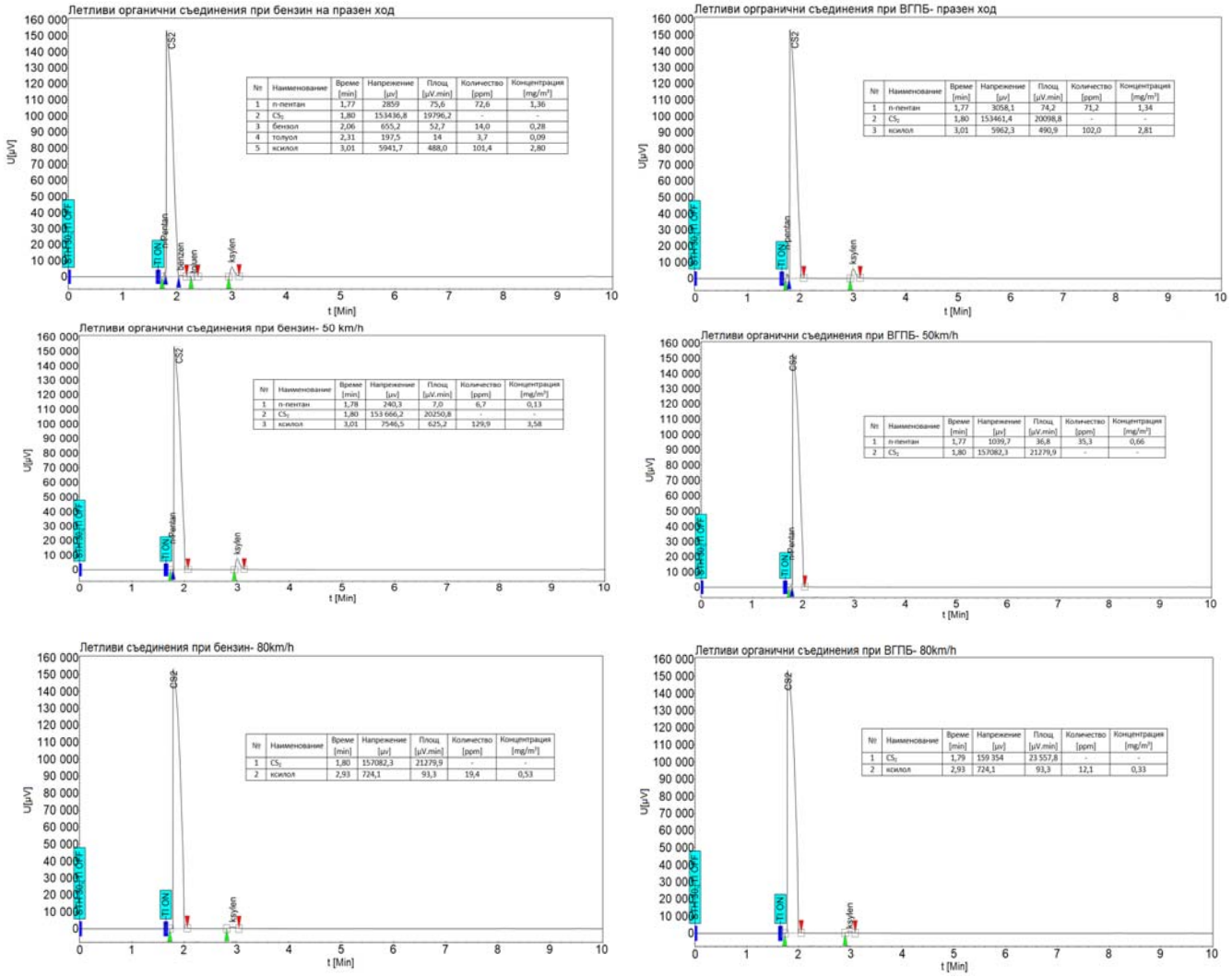
След приключването на пробовземането се пристъпва към изследването на пробите. За да се пристъпи към изследване на пробите, предварително трябва да бъдат обработени.

След калибрирането на всички компоненти на хроматографа се изчаква повишаване на температурата. Това е необходимо за да може да се ускори процеса на десорбция на анализираните вещества от абсорбиращо вещество SPME. Това е вещество за абсорбиране на проби и задържа в състава си различни съдинения, се изискват високи температури на инжектиране. Идеалната температура е около 10-20 °C по-ниска от максималната температура на влакното и колона на хроматографа (обикновено между 200 °C и 280 °C).

При достигане на необходимата температура всички проби са поставени за изследване от храмографа.

Работата на хроматографа може да се проследи на екрана на монитора чрез специализирания софтуер.

От софтуерния продукт може да се следи температурата на колонната пещ, инжектора и на детектора. В момента на изследване температурата на инжектора е 150 ^{o}C, на колонната пещ - 110°C, на пламъчно-йонния детектор - 250 ^{o}C (Фиг.3).Във всеки един момент е възможно да се проследи получавания сигнал от хроматографа. Изследването на пробите на хроматографа трае 2 часа. Получават се хроматограмите посочени в фиг.3.



Фиг. 3 Хроматограми на летливи съединения при бензин и ВГПБ

3. Изводи и заключение:

При всички изследвани режими на работа на двигателя измерените количества летливи органични съединение са извън допустимите норми.

При работа на двигателя на празен ход се наблюдават големи количества летливи органични съединения в отработилите газове, отделени от ДВГ на автомобила, поради влошените условия на работа на двигателя с бензин и ВГПБ.

При работа на двигателя на празен ход концентрациите на n-пентан и ксилол в отработилите газове са с почти еднакви стойности, но при работата на двигателя с ВГПБ липсват бензол и толуол, което вследствие на различията на химичния състав на горивата.

При скорост на движение на автомобила с 50 km/h липсва съединението ксилол в отработилите газове при използвано гориво ВГПБ, в сравнение с бензина.

При скорост на движение на автомобила с 80 km/h се наблюдава само наличие на ксилол в отработилите газове, като при гориво ВГПБ концентрациите на ксилол са почти два пъти по-ниски.

В заключение проведените изследвания потвърждават, че използването на ВГПБ, като алтернативно гориво за работа на ДВГ води до значително намаляване на концентрациите на вредните емисии от излъчваните в атмосферата отработили газове.

Литература:

1. Dimitrov A., Bogdanov K. Eksploatacionni materiali v transportnata tehnika, Varna, TU-Varna, 2010,
2. Dimitrov A.. Ekologiya na avtomobilniya transport, Varna, TU-Varna, 2006,
3. Dimitrov A..,Ivanov Z. Ekologichni harakteristiki na DVG I avtomobilite, Varna, TU-Varna, 2006,
4. Kenndler E., Gas chromatography, Vienna, University of Vienna, 2004,
5. Rosenova, Velichka „Investigation environmental performance of vehicle working with gasoline and LPG“, Diploma work, Technical university Varna;
6. Vinarskii V., Htomatografia [Elektonii resurs]:, Minsk, Elektronaya kniga BGU, 2003;

За контакти: Eng. Velichka Goergieva, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: velichka.r.georgieva@abv.bg
Phd. eng. Radostin Dimitrov, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg
Eng..Daniel Kostadinov, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: danny.kostadinov@gmail.com

Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ МОЩНОСТНИ ПОКАЗАТЕЛИ НА АВТОМОБИЛИ ПРИ РАБОТА С БЕНЗИН И ВТЕЧНЕН ГАЗ ПРОПАН-БУТАН

INVESTIGATION POWER PERFORMANCE OF VEHICLES WORKING WITH GASOLINE AND LPG

Daniel Kostadinov, Radostin Dimitrov, Velichka Georgieva

Abstract. The investigation take into consideration power performance of standard vehicles, equipped with different LPG systems. The power measurements are performed with chassis dynamometer. The results are presented in graphics which compare the two fuel types.
Keywords: Power performance, Vehicles, Gasoline, LPG

1. Въведение:

Нуждата от по-ефективен транспорт е еволюирала човечеството през хилядите години от конските впрягове до съвременните многотонни машини. Постоянно променящите се цени на петрола, екологичните норми водят до намирането на алтернативни горива. Днес освен бензин и дизелово гориво, широко се използват газовите горива – втечнен газ пропан-бутан (LPG) и сгъстен природен газ (CNG).

2. Изложение:

За експеримента е използван динамометричен стенд – MAHA LPS 3000 (фиг.1). Опита се извършва директно чрез измерване пълната мощност на задвижващите колела и съпротивителните сили, което води до заключения относно стойностите на външните показатели – мощност и въртящ момент. В таблица 1 са показани основните параметри на динамометричния стенд.

Таблица 1. Основни параметри на динамометричен стенд Maha LPS 3000

Параметър	Стойност
Натоварване на ос	2500 кг
Габаритни размери	4140 x 1100 x 625 мм
Дължина на валяка	750 мм
Диаметър на валяка	318 мм
Разстояние между валяците	540 мм
Минимален диаметър на колелата	305 мм
Максимална тестова скорост	260 км/ч
Макс. и мин. широчина на междугумието	800/2300 мм
Максимална мощност	800 кВт
Максимално натоварване	12 000 Нт
Грешка в измерването +/-	2 %
Измервателна система	Тензометрични възприемателе
Захранване	230 В/ 50 Хц/ 35 А
Налягане във въздушната система	6-8 бара
Тегло	1500 кг

Измерванията не са повтаряни, всеки един автомобил е тестван веднъж с втечнен газ Пропан-Бутан и веднъж с бензин. В експеримента са включени 3 различни автомобила с бензинов двигател, като всеки един от тях е с допълнително монтирана газова уредба. Преди да се пристъпи към изпитване, автомобилът се преглежда за проблеми. Проверява се в двигателя течностите дали са в норми – охладителна течност, масло, оглежда се за изтичане на гориво или изпускане на газово гориво.



Фигура 1. Динамометричен стенд Maha LPS 3000



Фигура 2.Положение на автомобила преди и след регулиране на междуосието.

Също така се проверява налягането в гумите дали е в нормите на завода производител. След като се извърши проверката се осъществява подготовката на уреда за измерване. Старира се компютърното управление (4), системата за отвеждане отработените газове. Автомобилът постъпва в помещението и с предните си колела застава между предните барабани, за да се улесни преминаването по барабаните, помежду им са разположени опори. Тези опори се свалят посредством въздушната система на уреда и колелетата застават на мястото за измерване. Тъй като междуосието на различните автомобили не е еднакво предвидена е възможност за регулиране. На Фигура 2 е показано регулирането за един от автомобилите.

След позиционирането на автомобила от значение е да се осъществи закрепването му, тъй като при изпитването силите, които действат са с големи стойности и опасността от инциденти е голяма.

След като автомобила е добре укрепен, се включват всички възприемателите към него. Това са: OBD конектора, възприемателя за температура на маслото, на входящият въздух и измерващият честотата на въртене на коляновия вал. Следва да се настрои уреда според автомобила, който се тества. Това се прави от управлението на стенда, чрез софтуера се избират различни параметри, описващи вида на автомобила – двигателя, пълненето, предавателната кутия, задвижващи колела. Важно е да се обърне внимание за избора на стандарт за мощността. Уредът автоматично приравнява резултата към избрания стандарт, ако е избран. Всички измервания са направени по DIN 70020 стандарт. Преди да се започне измерването се стартира индустриалният вентилатор.

Двигателя на автомобила се стартира, след като е достигнал оптимална работна температура, се пристъпва към изпитване. В управлението на уреда се избира режим „измерване“ и той е готов за измерване. Мощностите и въртящият момент са във функция

от честота на въртене на коляновия вал. При нарастване на скоростта над 50 км/ч уредът започва да изчертава мощностната графика. Вдясно на екрана се намират реалните параметри по време на изпитването – честота на въртене на коляновия вал, скорост на движение и температура на маслото.



Фигура 3. Краен резултат от изпитването на автомобила.

Крайният резулатат от изпитването на автомобила е показан на фигура 3. С червен цвят е изобразена мощността на двигателя, приравнена към DIN стандарта, в дясно на екрана е числената стойност, съответно по DIN и под нея е реалната измерена мощност. Разликата в стойностите се получава от това, че стандартизираната мощност се получава при определени условия – температура на въздуха, налягане, характеристика на горивото и други. Атмосферните условията при провеждане на експериментите са близки, но не са със стойностите посочени в стандарта, поради което се получава и разлика в измерваните и приравнените към стандартни условия стойности. Със син цвят е изобразена мощността на колелата на автомобила. Тъй като има загуби в предаването, има разлика в показанията на колелата и двигателя. Тези загуби са изобразени със зелен цвят и са изчертани също на графиката, както е известно от теорията на двигателите с вътрешно горене, загубите нарастват с повишаване честотата на въртене на коляновия вал. Максималната мощност е при съответната честота на въртене на коляновия вал, стойноста е изобразена в десния край на монитора под мощностите, а под тях е максималната скорост.

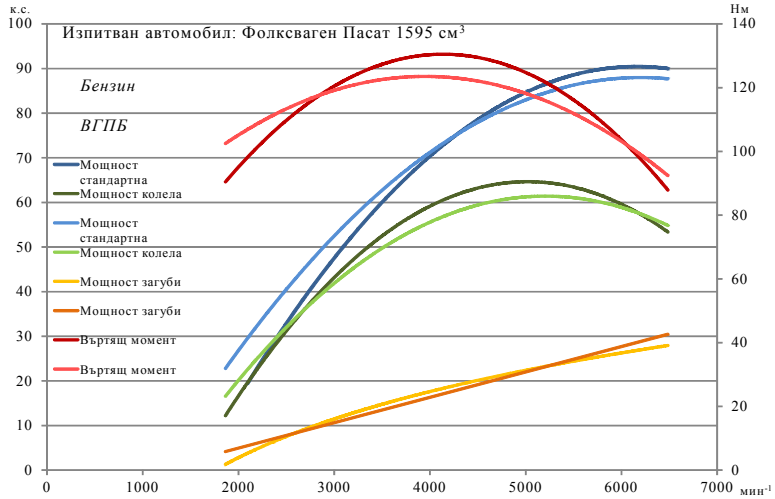
С оранжев цвят е изобразен въртящият момент, вижда се неговата максимална стойност във функция от честотата на въртене на коляновият вал, числовата му максимална стойност е изписана вдясно, при съответната честота на въртене на коляновия вал, а под тях е скоростта на движение при тази честота. Под тези стойности са описани стойностите на околната среда - температура, влажност и налягане на въздуха, както и дата и час на измерването.

Резултати:

Получените резултати са с разнообразен характер, тъй като автомобилите са подбрани от различни производители, години на производство, мощностни и габаритни капацитети. Съответно горивните им системи са различни, както бензиновите така и газовите. Първият автомобил е с централно впръскване на бензин над дроселовата клапа и подаване на газово гориво преди дроселовата клапа.

Вторият и третият автомобил са с впръскване на бензин пред пълнителния клапан, от които единият е с подаване на газово гориво преди дроселовата клапа, а другият е с впръскване на газово гориво в пълнителния колектор.

При изобразяването на всички мощностни и моментни графики са използвани едни и същи цветове. Измерените стойности с бензиновата система са в по-тъмни нюанси на съответния цвят, а тези с газовата горивна система - в по-светъл такъв. Въртящите моменти са изобразени в червен цвят и се измерват по допълнителната скала отдясно на графиката и в **Нм**. Стандартните мощности, приравнени по стандарт DIN 70020, са в син цвят, измерват се по лявата абцисна ос в конски сили, както и всички следващи мощности. В зелен цвят са изобразени измерените мощности на колелата, а в оранжев цвят са мощностите, погълнати от загубите в автомобилното предаване. Всички графики са изобразени във функция от честотата на въртене на коляновия вал. В средата на графиката са изписани марката, модела и работният обем на изпитвания автомобил.

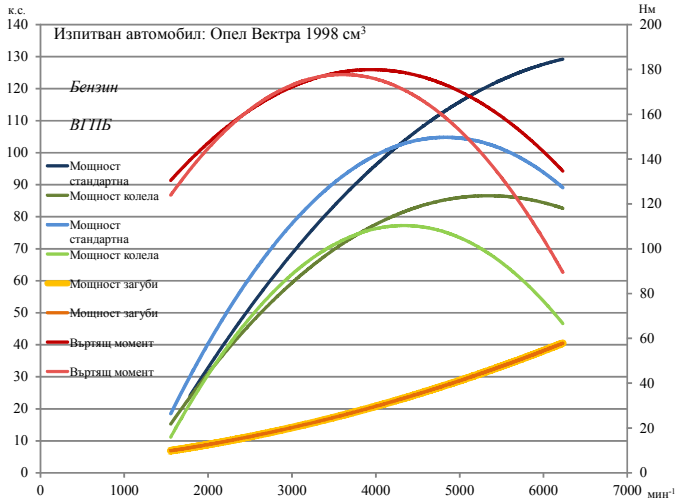


Графика 1 Резултати на автомобил Volkswagen Passat произведен 1995 г.

На графика 1 е показана мощностната характеристика на автомобил Фолксваген Пасат, с работен обем на двигателя 1,6 дм^3, произведен през 1995 година. Оборудван е със система за централно впръскване на бензин над дроселовата клапа и система за подаване на газово гориво преди дроселовата клапа. Мощността на този автомобил с бензиновата система е 101 к.с., при честота на въртене на коляновия вал 5600 об/мин и въртящ момент 140 Нм при 3800 об/мин. Това са данни от завода производител. Данните от измерването показват, че стандартната мощност, с гориво бензин е 92.7 к.с, при 5275 об/мин. При използването на газовата система мощността е 89.1 к.с., при 5950 об/мин. Наблюдава се спад на мощността при използването на газовата система с 9.65% спрямо бензиновата система. Въртящият момент е 130,8 Нм при 4630 об/мин с бензиновата система. При използване на газовата система стойността на въртящия момент е 125,7 Нм при 3970 об/мин. Наблюдава се спад на въртящия момент с 4,05 % спрямо бензиновата система. Мощността измерена върху колелата на автомобила е 69,1 к.с. при използване на бензин и 65,9 к.с. при използване на газовата система. Разликата е 4,8 % спад в мощността при газово гориво. Мощността на механичните загуби в предаването е 3 % по-висока при бензина и е със стойност 33 к.с.

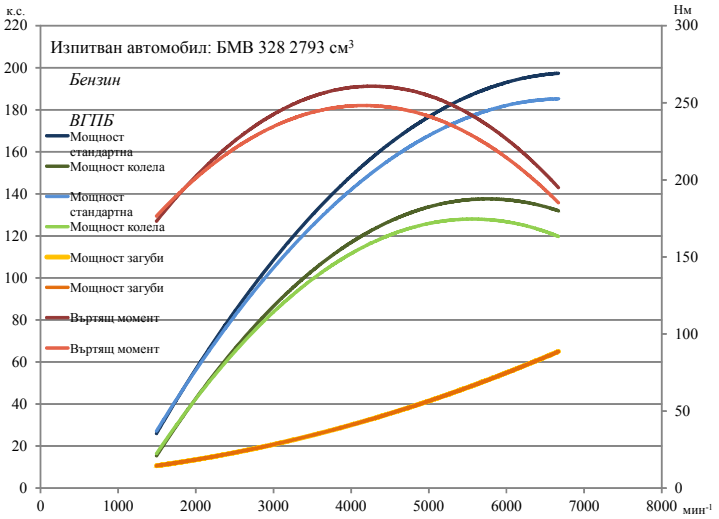
На графика 2 е показана мощностната характеристика на автомобил Опел Вектра, с работен обем на двигателя 2,0 дм^3, произведен през 1999 година. Оборудван е със система за впръскване на бензин пред пълнителния клапан и система за подаване на газово гориво преди дроселовата клапа. Мощността на този автомобил с бензиновата система е 136 к.с., при честота на въртене на коляновия вал 5600 об/мин и въртящ момент 188 Нм при 3400 об/мин. Това са данни от завода производител. Данните от измерването показват, че стандартната мощност, с гориво бензин е 126,8 к.с, при 5410 об/мин. При използването на газовата система мощността е 110,08 к.с., при 4525 об/мин. Наблюдава се спад на мощността при използването на газовата система с 15 % спрямо бензиновата система. Въртящият момент е 178,11 Нм при 4620 об/мин с бензиновата система. При използване на газовата система стойността на въртящия момент е 177,131

Нм при 4165 об/мин. Наблюдава се спад на въртящия момент с 0,55 % спрямо бензиновата система. Мощността, измерена върху колелата на автомобила е 91,1 к.с. при използване на бензин и 83,4 к.с. при използване на газовата система. Разликата е 9,2 % спад в мощността при газово гориво. Мощността на механичните загуби в предаването е 0,2 % по-висока при бензина и е със стойност 40,8 к.с.



Графика 2. Резултати на автомобил Opel Vectra произведен 1999 г.

На графика 3 е показана мощностната характеристика на автомобил БМВ 328, с работен обем на двигателя 2,8 дм^3, произведен през 1997 година. Оборудван е със система за впръскване на бензин пред пълнителния клапан и система за впръскване на газово гориво в пълнителния колектор. Мощността на този автомобил с бензиновата система е 193 к.с., при честота на въртене на коляновия вал 5300 об/мин и въртящ момент 280 Нм при 3950 об/мин. Това са данни от завода производител. Данните от измерването показват, че стандартната мощност, с гориво бензин е 196,1 к.с, при 5640 об/мин. При използването на газовата система мощността е 187,1 к.с., при 5600 об/мин. Наблюдава се спад на мощността при използването на газовата система с 4,8 % спрямо бензиновата система. Въртящият момент е 262,2 Нм при 4205 об/мин с бензиновата система. При използване на газовата система стойността на въртящия момент е 251,5 Нм при 4245 об/мин. Наблюдава се спад на въртящия момент с 4,2% спрямо бензиновата система. Мощността измерена върху колелата на автомобила е 145,9 к.с. при използване на бензин и 138,9 к.с. при използване на газовата система. Разликата е 5,03 % спад в мощността при газово гориво. Мощността на механичните загуби в предаването е 0,03% по-висока при бензина и е със стойност 64,8 к.с.



Графика 3 Резултати на автомобил BMW 328 произведен 1997 г.

3. Изводи и Заключение:

Загубата на мощност при използването на втечнен газ Пропан-Бутан е в граници от 2 % до 18,5 %. Като по-големите стойности са при автомобили със система за подаване на газово гориво преди дроселовата клапа, а по-малките - при използване на система с впръскване на газово гориво в пълнителния колектор.

Загубата на въртящ момент при използването на втечнен газ Пропан-Бутан е в граници от 0,55 % до 31,3 %. По-големите стойности са при автомобили със система за подаване на газово гориво преди дроселовата клапа, а по-малките при използване на система с впръскване на газово гориво в пълнителния колектор.

Загубата на мощност при двата типа гориво са почти еднакви, поради това, че няма промяна в задвижващата система на автомобилите.

При графика 2 се наблюдава рязък спад в мощностните показатели на автомобила след 3500 об/мин. Това означава, че газовата система е настроена така, че да удоволетворява най-често използваните честотни диапазони до 3500 об/мин, а не целия работен диапазон на двигателя. Проявява се и проблема на механичното регулиране на системите с подаване на газово гориво преди дроселовата клапа, а именно липсата на адаптация.

По-големите стойности на мощността на системите с газово гориво се дължи на проблем или износване в бензиновата система. Някой от резултатите са от процентовата грешка на уреда.

В заключение може да се каже, че мощностните показатели на автомобилите, използващи изрядни системи за впръскване на бензин пред пълнителния клапан и системи за впръскване на втечнен газ Пропан-Бутан в пълнителния колектор са с близки стойности (с до 6 %). Въпреки малкия спад на ефективна мощност, използването на системите за впръскване на газово гориво в пълнителния колектор е икономически целесъобразно, поради това, че разликата в цената на двете горива е два пъти.

Литература:

1. Dimitrov A., Ivanov Z. Avtomobilni gazovi uredbi, Sofia, Tehnika, 2002
2. Dimitrov A., Bogdanov K. Eksploatacionni materiali v transportnata tehnika, Varna, TU-Varna, 2010,
3. Dimitrov P., Dvigateli s vytreshno gorene, Sofia, TU-Sofia, 2000,
4. Kostadinov, Daniel, Investigation power performance of vehicle working with gasoline and LPG“, Diploma work, Technical university Varna,
5. Information materials of MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG.

За контакти: Eng..Daniel Kostadinov, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: danny.kostadinov@gmail.com
Phd. eng. Radostin Dimitrov, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg
Eng. Velichka Georgieva, Technical university Varna, Department “Automotive engineering”, 1, Studentska Str, Varna, Bulgaria, e-mail: velichka.r.georgieva@abv.bg

Докладът е рецензиран.