

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

№ 3 (41) 2019

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2019-41-3

В номере

2	Гаврилов А.А., Гоц А.Н., Фомин В.М. К расчету продолжительности задержки воспламенения в поршневых двигателях с воспламенением от сжатия	Gavrilov A.A., Goc A.N., Fomin V.M. The calculation of the duration of ignition delay in piston engines with compression ignition
7	Горелов В.А., Ципилев А.А., Иванов А.Г. Выбор алгоритма управления роботизированной трансмиссией легкового автомобиля в городском цикле	Gorelov V.A., Cipilev A.A., Ivanov A.G. The choice of control algorithm for a robotic transmission of a vehicle in a city cycle
20	Зуев С.М., Лавриков А.А., Малеев Р.А., Шматков Ю.М. Технология транспортировки крупногабаритных неделимых узлов для промышленных объектов	Zuev S.M., Lavrikov A.A., Maleev R.A., SHmatkov YU.M. The technology of transportation of large indivisible units for industrial facilities
29	Коростелев С.А., Медведев Ю.В. Оценка напряженно-деформированного состояния резиновой шины односкатного опорного катка гусеничного движителя	Korostelev S.A., Medvedev YU.V. Assessment of the stress-strain state of the rubber tire of a single-slope track driving machine
36	Косицын Б.Б., Мирошнichenко А.В., Стадухин А.А. Моделирование реализаций случайных функций характеристик дорожно-грунтовых условий при исследовании динамики колесных и гусеничных машин на этапе проектирования	Kosicyn B.B., Miroshnichenko A.V., Staduhin A.A. Modeling of random functions of characteristics of road-ground conditions in the study of the dynamics of wheeled and tracked vehicles at the design stage
47	Коткас Л.А., Донской А.С., Жарковский А.А. Математическое моделирование пневматического манипулятора мускульного типа	Kotkas L.A., Donskoj A.S., ZHarkovskij A.A. Mathematical modeling of a muscular-type pneumatic manipulator
57	Лавриков А.А., Малеев Р.А., Зуев С.М., Шматков Ю.М. Математическое моделирование адаптера для выравнивания напряжений аккумуляторной батареи	Lavrikov A.A., Maleev R.A., Zuev S.M., SHmatkov YU.M. Mathematical modeling of the adapter for balancing the voltage of the battery
66	Плотников С.А., Карташевич А.Н., Смольников М.В., Черемисинов П.Н. Расширение многотопливности автотракторного дизеля при использовании альтернативных топлив	Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Smol'nikov M.V., CHeremisinov P.N. The extension of multi-fuel capacity of automotive diesel engine using alternative fuels
73	Порубов Д.М., Пинчин А.В., Васильев А.А., Филатов В.И., Беляков В.В. Математическое моделирование системы удержания в полосе движения	Porubov D.M., Pinchin A.V., Vasil'ev A.A., Filatov V.I., Belyakov V.V. Mathematical modeling of a lane retention system
80	Торопов Е.И., Вашурин А.С., Тумасов А.В., Яржемский А.Д. Модельно-ориентированное проектирование при разработке встраиваемого программного обеспечения блоков управления в автомобильной промышленности	Toropov E.I., Vashurin A.S., Tumasov A.V., YArzhemskij A.D. Model-oriented design in the development of embedded software for control units in the automotive industry
86	Ципилев А.А., Лычагов А.А., Горелов В.А. Метод выбора характеристик систем поддрессирования с управляемым демпфированием для быстроходных гусеничных машин	Cipilev A.A., Lychagov A.A., Gorelov V.A. Method for selecting characteristics of controlled damping suspension systems for high-speed tracked vehicles
97	Чайкин А.П., Добрецов Р.Ю., Войнаш С.А. Кинематический и силовой анализ управляемого механизма распределения мощности семейства ZF VECTOR DRIVE	CHajkin A.P., Dobrecov R.YU., Vojnash S.A. Kinematic and force analysis of the controlled power distribution mechanism of the ZF VECTOR DRIVE family

К РАСЧЕТУ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

д.т.н. Гаврилов А.А.¹, д.т.н. Гоц А.Н.¹, д.т.н. Фомин В.М.²

¹Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, Владимир, Россия

²Московский политехнический университет, Москва, Россия

mixelichDM@mail.ru

Проведен анализ эмпирических и полуэмпирических зависимостей для определения продолжительности задержки воспламенения топливно-воздушной смеси в поршневых двигателях с воспламенением от сжатия. При математическом моделировании цикла поршневого двигателя определение времени задержки воспламенения смеси позволяет не только прогнозировать начало процесса сгорания и расположение участка быстрого нарастания давления относительно верхней мертвой точки, но и оптимизировать угол опережения впрыска топлива по энергетическим, экономическим или экологическим показателям. Подобная задача решается при любой сложности математической модели цикла и является основной при сравнении расчетной и индикаторной диаграмм цикла поршневого двигателя. Проведен анализ полученных различными исследователями зависимостей для определения задержки воспламенения топливно-воздушной смеси в дизелях. Проведенные расчеты показали, что ряд формул дают значения по задержке воспламенения нереальные для современных автомобильных и тракторных двигателей. Проведено синтезирование индикаторных диаграмм тракторного дизеля ЗЧ 10,5/12, результаты которого позволили ранжировать определяющие факторы по степени их влияния на задержку воспламенения топливно-воздушной смеси. Для этого использовались математическая модель и рабочая программа расчета цикла. Программа позволяла поочередно синтезировать индикаторные диаграммы при различных заданных значениях средней скорости поршня, коэффициентах избытка воздуха и других параметрах. Степень влияния на показатель задержки воспламенения определяли, используя данные расчета рабочего цикла дизеля. В процессе расчетного анализа определяли реальные значения показателя задержки воспламенения с учетом выявленной степени влияния определяющих факторов. На основании этого предложены рекомендации для уточненного расчета продолжительности задержки воспламенения топливно-воздушной смеси.

Ключевые слова: время задержки воспламенения, топливно-воздушная смесь, дизель, давление, температура, рабочее тело.

Введение

При моделировании рабочего процесса в поршневых двигателях с воспламенением от сжатия (дизелях) необходимо знать период задержки воспламенения (период индукции) рабочей смеси τ_z , то есть продолжительность по времени участка рабочего цикла от начала впрыскивания топлива до момента начала его горения. Для различных конструкций современных автотракторных дизелей значение τ_z варьируется в широких пределах и составляет 0,4–1,5 миллисекунд или 7–12 % от общего времени процесса горения [1–4].

Известно, что длительность задержки воспламенения и момент начала горения смеси в значительной степени определяют величину фактора динамичности, скорость нарастания давления в фазе быстрого сгорания и положение

максимума давления в цилиндре относительно верхней мертвой точки (ВМТ) [1]. При слишком раннем начале сгорания рабочей смеси создается большое противодавление ходу поршня, скорость нарастания и максимальное давление оказываются чрезмерно большими, двигатель перегружается газовыми силами и перегревается, а его показатели мощности и экономичности не достигают оптимальных значений. Эти же важнейшие показатели работы двигателя ухудшаются и при слишком позднем начале сгорания рабочей смеси. Следовательно, для адекватного прогнозирования начала процесса горения исследуемого двигателя необходимо располагать уточненным значением продолжительности задержки воспламенения топливно-воздушной смеси с учетом характерных особенностей организации его рабочего цикла.

При доводочных экспериментальных исследованиях оптимальные энергетические и экономические показатели дизеля достигаются выбором угла опережения впрыскивания топлива по регулировочной характеристике, а достоверное значение показателя τ_i определяется по индикаторной диаграмме. Полученное таким образом значение τ_i индивидуально для каждого дизеля и зависит от ряда факторов (в частности, от качественного состава рабочего тела и интенсивности его турбулентного состояния), в значительной степени определяющих его режим работы. Поэтому при математическом моделировании рабочего процесса дизеля целесообразно найти наиболее адекватную эмпирическую взаимосвязь величины τ_i от указанных факторов. О доминирующем влиянии указанных факторов на величину τ_i отмечалось в целом ряде исследований [1–4].

Сложность учета влияния указанных факторов на продолжительность задержки воспламенения смеси породила большое разнообразие эмпирических или полуэмпирических формул для расчета показателя τ_i , использование которых в ряде случаев обуславливает существенное различие в получаемых результатах. Анализ существующих методик расчета значения τ_i с оценкой их достоверности посвящено достаточно много исследований, среди которых в наиболее полном объеме анализ представлен в работе профессора Р.З. Кавтарадзе [1].

Цель исследования

На основе анализа опубликованных за последнее время результатов исследований разработать рекомендации по уточненному расчету продолжительности задержки воспламенения топливно-воздушной смеси в дизелях. Это позволит при моделировании рабочего цикла двигателя определить оптимальное расположение участка быстрого нарастания давления относительно ВМТ, которое характеризует начало видимого сгорания. Решение подобной задачи необходимо при любой сложности математической модели рабочего цикла поршневого двигателя и является основным при построении его расчетной индикаторной диаграммы.

Метод исследования

В работе использован расчетно-теоретический метод исследования на основе ранжирования степени влияния ряда основных факторов на длительность периода задержки воспламе-

нения смеси в дизельных двигателях и разработки рекомендаций по уточненному расчету этого показателя.

Результаты исследований и их анализ

Известные до настоящего времени зависимости для определения времени задержки воспламенения можно условно подразделить на две группы. К первой из них могут быть отнесены зависимости, основанные на фундаментальной теории цепных реакций, в частности, на уравнении акад. Н.Н. Семенова [4], и, как правило, содержат экспоненциальную функцию, например:

$$\tau_i = B p^{-n} \exp(E/(\tilde{R}T)), \quad (1)$$

где B – постоянная величина; p , T – давление и температура в момент впрыскивания топлива; E – энергия активации воспламенения; $\tilde{R}$ – универсальная газовая постоянная.

Вторая группа эмпирических зависимостей отличается от первой своей структурой, главным образом, отсутствием экспоненциальной функции, например:

$$\tau_i = B \cdot p^{-n} \cdot T^{-m}. \quad (2)$$

Простой пересчет времени задержки воспламенения τ_i в угловые единицы по формуле $\varphi_i = 6n_e \tau_i$ (φ_i – угол поворота коленчатого вала за период задержки воспламенения в градусах; n_e – частота вращения вала двигателя) показывает, что ряд формул дают значения φ_i нереальные для современных автомобильных и тракторных двигателей.

С учетом этого проведено исследование с целью уточнения уровня влияния значений B , p и T на расчетное время задержки воспламенения τ_i . Для этого использовались математическая модель и рабочая программа расчета цикла, которая изложена в работе авторов [5]. Программа позволяет поочередно синтезировать индикаторные диаграммы при различных заданных значениях средней скорости поршня c_p , коэффициента избытка воздуха α и других параметрах. Степень влияния показателей B , p и T на τ_i определяли, используя данные расчета рабочего цикла дизеля ЗЧ10,5/12 (Д-130) при частоте вращения коленчатого вала $n_e = 2000$ мин⁻¹. Для проведения оценочного анализа были использованы восемь формул различных авторов, взятых из работы [1] и приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Влияние B , p и T на период задержки воспламенения в дизеле 3Ч 10,5/12

№ п/п	p_f , МПа	T , К	τ_i , Мс	Φ_i° , ПКВ	δ_B , %	δ_p , %	δ_T , %
					Степень влияния на τ_i , %		
1	$\tau_i = 12,7 / n_e (40 / C)^{0,69} p^{-0,386} \exp(4644 / T)$; Б. Книхт						
	1,5550	713	2,406	28	36,85	28,93	34,2
2	$\tau_i = 1,3 p^{-0,35} \exp(990 / T)$; Г. Вошни, Ф. Аниситс						
	1,5550	713	3,543	42	24,23	59,3	16,5
3	$\tau_i = 4646 \cdot 10^4 p^{-0,7} T^{-2,22}$; Х. Оберг						
	1,5554	709	1,011	12	41,75	23,6	34,6
4	$\tau_i = 1,76 p^{-0,866} \exp(2490 / T)$; Р.З. Кавтарадзе						
	1,5552	705	0,262	3	3,42	75,1	21,5
5	$\tau_i = 0,55 p^{-1,3} \exp(4400 / T)$; Р.З. Кавтарадзе						
	1,5553	708	0,976	11	3,13	64,8	32,1
6	$\tau_i = 0,0405 p^{-0,757} \exp(5473 / T)$; Ф. Стрингер						
	1,5552	712	1,814	21	14,78	49,8	35,4
7	$\tau_i = 78,07 p^{-1,66} \exp(2055 / T)$; М. Туге						
	1,5552	704	0,159	1	18,75	68,8	12,5
8	$\tau_i = 0,44 p^{-1,19} \exp(4650 / T)$; Х. Вольфер						
	1,5551	713	3,067	36	4,43	61,0	34,6
Среднее значение	1,5552	710	1,61	19	18,42	53,955	27,72

В процессе расчетного анализа определяли значения τ_i и далее по сравнительной оценке численного значения сомножителей выявляли степень влияния (в процентах) δ_B , δ_p , δ_T на τ_i соответственно параметра B , давления p и температуры T .

Формулы, результаты вычислений τ_i и величин δ_B , δ_p , δ_T приведены в таблице 1. Для вычисления показателей степеней n и m в выражениях p^{-n} и T^m использовали средние значения δ_B , δ_p , δ_T (таблица 1), для среднего значения времени $\tau_{icp} = 0,00161$ с. Показатель степени m при среднем значении температуры T_{cp} равен по средне статистической оценке $\bar{m} \approx 0,271$. Показатель степени n при давлении p равен $\bar{n} \approx 0,241$.

Параметр B в уточненном виде в формуле для определения τ_i должен дополнительно учитывать [1]:

– качественный состав рабочего тела, определяемый значением коэффициента избытка воздуха α , при увеличении которого время задержки воспламенения возрастает;

– интенсивность турбулизации рабочего тела, которую в теории сгорания оценивают значением средней скорости поршня c_p и увеличение которой уменьшает период задержки воспламенения.

Для учета влияния этих факторов был введен вспомогательный (корректирующий) параметр B_p , а формулу для определения B представили в виде:

$$B = B_i \alpha c_p^{-k}. \quad (3)$$

При определении показателя степени k принимали $B_i = 1,0$, а по данным расчета цикла дизеля 3Ч10,5/12 было установлено: $\alpha = 1,5$ и $c_p = 8$ м/с. При среднем значении $\delta_{Bcp} = 0,1842$ получили: $k \approx 0,754$.

На основании выполненного анализа была предложена следующая уточненная формула для вычисления времени задержки воспламенения τ_i :

$$\tau_i = B_i \alpha c_p^{-k} p^{-n} T^{-m}, \quad (4)$$

где B_i – сомножитель, который в каждом конкретном случае при корректировке мо-

мента начала сгорания по экспериментальным данным может иметь значение отличное от единицы; $k = 0,754$; $n = 0,236...0,242$; $m = 0,267...0,270$.

Выводы

В ходе проведенного расчетно-аналитического исследования получены результаты, которые позволяют:

- ранжировать степени влияния доминирующих факторов (давление и температура рабочего тела в период подачи топлива; средняя скорость поршня; коэффициент избытка воздуха) на продолжительность задержки воспламенения;

- установить ориентировочные диапазоны возможных значений $\delta_p, \delta_T, \delta_c$ при корректировке исходной формулы для определения времени задержки воспламенения.

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
2. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстрого двигателя с воспламенением от сжатия // Тр. НИЛД «Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях». М.: Машгиз, 1955. № 1. С. 5–55.
3. Фролов С.М., Басевич В.Я., Фролов Ф.С., Борисов А.А., Сметанюк В.А., Авдеев К.А., Гоц А.Н. Корреляция между испарением и самовоспламе-

нением капли // Химическая физика. 2009. Т. 28. № 5. С. 3–18.

4. Семенов Н.Н. Цепные реакции. Л.: ОНТИ, 1934. 110 с.
5. Гаврилов А.А., Гоц А.Н. Модель турбонаддува в цикле двигателя с переменным давлением воздуха на впуске // Фундаментальные исследования. 2013. № 8. С. 24–28.

References

1. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevyyh dvigatelej. Special'nye glavy: Uchebnik dlya vuzov. [Theory of piston engines. Special chapters: the Textbook for universities]. Moscow. Publishing house of MGTU name N.E. Bauman Publ., 2008. 720 p.
2. Tolstov A.I. Ignition retardation indicator period and compression cycle dynamics of a high-speed engine with compression ignition. Tr. NILD «Issledovanie rabocheho processa i podachi topliva v bystrohodnyh dizelyah». [Articles «Research of working process and submission of fuel in high-speed diesel engines»]. Moscow. Mashgiz Publ., 1955. No 1, pp. 5–55 (in Russ.).
3. Frolov S.M., Basevich V.J., Frolov F.S., Borisov A.A., Smetanjuk V.A., Avdeev K.A., Gots A.N. Correlation between drop vaporization and self-ignition. Himicheskaya fizika. [Physical Chemistry]. 2009, Vol. 28. No 5, pp. 333–347 (in Russ.).
4. Semenov N.N. Cepnye reakcii. [The chain reactions]. Leningrad. ONTI, 1934, 110 p.
5. Gavrilov A.A., Gots A.N. Turbocharging model in the engine cycle with variable intake air pressure. Fundamental'nye issledovaniya. 2013. No 8 (a part 1), pp. 24–28 (in Russ.).

THE CALCULATION OF THE DURATION OF IGNITION DELAY IN PISTON ENGINES WITH COMPRESSION IGNITION

DSc in Engineering **A.A. Gavrilov**¹, DSc in Engineering **A.N. Goc**¹, DSc in Engineering **V.M. Fomin**²

¹Vladimir State University n.a. Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russia

²Moscow polytechnic University, Moscow, Russia

mixelichDM@mail.ru

The analysis of empirical and semi-empirical dependences to determine the duration of the ignition delay of the fuel-air mixture in piston engines with compression ignition is carried out. In the mathematical modeling of the piston engine cycle, the determination of the ignition delay time of the mixture allows not only to predict the beginning of the combustion process and the location of the area of rapid pressure increase relative to the upper dead point, but also to optimize the fuel injection advance angle by energy, economic or environmental indicators. Such a problem is solved with any complexity of the mathematical model of the cycle and is the main one when comparing the calculated and indicator diagrams of the piston engine cycle. The analysis of the dependences obtained by various researchers to determine the ignition delay of the fuel-air mixture in diesel engines. The calculations show that a number of formulas give values t_i unreal for automobile and tractor engines. The synthesis of indicator diagrams of tractor diesel 3CH 10,5/12, which allowed to rank the determining factors by the degree of their influence on the ignition delay of the fuel-air mixture. For this, a mathematical model and a program for calculating the cycle were used. The program made it possible to synthesize alternately indicator diagrams for various given values of the average piston velocity, excess air ratios and other parameters. The degree of influence on the rate of ignition delay was determined using data from the calculation of the operating cycle of a diesel engine. During the calculated analysis, the real values of the ignition delay indicator were determined taking into account the degree of influence of the determining factors. Based on this, the dependence and recommendations for calculating the duration of the ignition delay of the fuel-air mixture were obtained.

Keywords: ignition delay time, fuel-air mixture, diesel, pressure, temperature; working body.

ВЫБОР АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В ГОРОДСКОМ ЦИКЛЕ

д.т.н. Горелов В.А., к.т.н. Ципилев А.А., Иванов А.Г.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

alexts@bmstu.ru

В настоящее время вопросы загрязнения окружающей среды являются весьма актуальными. Уже сточение норм токсичности выбросов при сгорании ископаемого топлива в двигателях внутреннего сгорания вынуждает производителей снижать также и расход топлива, в том числе за счет более рационального использования возможностей двигателя внутреннего сгорания. Настоящая статья посвящена получению методики выбора алгоритма управления роботизированной трансмиссией легкового автомобиля экономного класса на примере Lada Vesta SW Cross для движения в городском цикле. В начале статьи показана реализация имитационной математической модели движения автомобиля в программном комплексе LMS Imagine.Lab Amesim, приведены основные допущения и параметры двигателей, системы охлаждения, трансмиссии и шасси. Далее в статье представлены результаты верификации имитационной математической модели путем сравнения итогов численного эксперимента движения в цикле HWFET с паспортными данными. Показано, что имитационная математическая модель демонстрирует адекватность и высокую точность и пригодна для исследования топливной экономичности автомобиля. В основной части статьи проведено исследование движения автомобиля с тремя вариантами двигателей внутреннего сгорания (объемами 1,4, 1,6 и 1,8 л) в городском цикле INRETS urbanfluid2. Показано, что наименьший расход достигается за счет снижения динамики ускорений и торможений путем раннего переключения передач, а частота вращения коленчатого вала, соответствующая моменту переключения, должна подбираться для каждой передачи в отдельности. По итогам исследования представлен алгоритм переключения и методика его выбора, учитывающая степень открытия дроссельной заслонки и вид внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания. В заключение статьи приведены результаты имитационного математического моделирования движения машины в городском цикле с измененным алгоритмом управления роботизированной трансмиссией и показано, что он позволяет снизить расход топлива в городском цикле на 12–20 % в зависимости от объема двигателя.

Ключевые слова: имитационное математическое моделирование, Amesim, автомобиль, топливная экономичность, трансмиссия, роботизированная коробка передач.

Введение

Проектирование сложных технических устройств невозможно без всестороннего исследования как отдельных их частей, так и всего агрегата в целом. Чаще всего в этих целях используют имитационное математическое моделирование. Оно заключается в создании математического отображения реального объекта, выраженного совокупностью алгебраических и дифференциальных уравнений, и позволяет имитировать поведение реальной механической системы так, как она работала бы в действительности [1]. Создание имитационной математической модели (ИММ) сопряжено с необходимостью принятия определенных допущений, так как формирование точного математического отображения реальной системы

крайне сложно или невозможно, а зачастую просто бессмысленно.

В настоящее время существует несколько программных пакетов, позволяющих упростить процесс создания ИММ и представляющих значительное удобство как в варьировании основных ее параметров, так и в проведении вычислительного эксперимента. Одним из таких пакетов является LMS Imagine.Lab Amesim, предназначенный для моделирования динамики мехатронных систем [2]. Его преимуществом является возможность применения готовых блоков, отражающих поведение того или иного узла с определенными, наперед заданными допущениями. Используя различные библиотеки пакета, можно моделировать сложные механические системы с различной степенью детализации.

В настоящей статье в LMS Imagine.Lab Amesim была создана имитационная математическая модель движения легкового автомобиля экономного класса, близкого по параметрам к Lada Vesta SW Cross с роботизированной коробкой передач, включающая в

Модель двигателя внутреннего сгорания

Исходными данными для моделирования работы ДВС служат их характеристики, приведенные в таблице 1 и на рис. 2 [3–5]. Параметры окружающей среды задаются заранее и представлены в таблице 2.

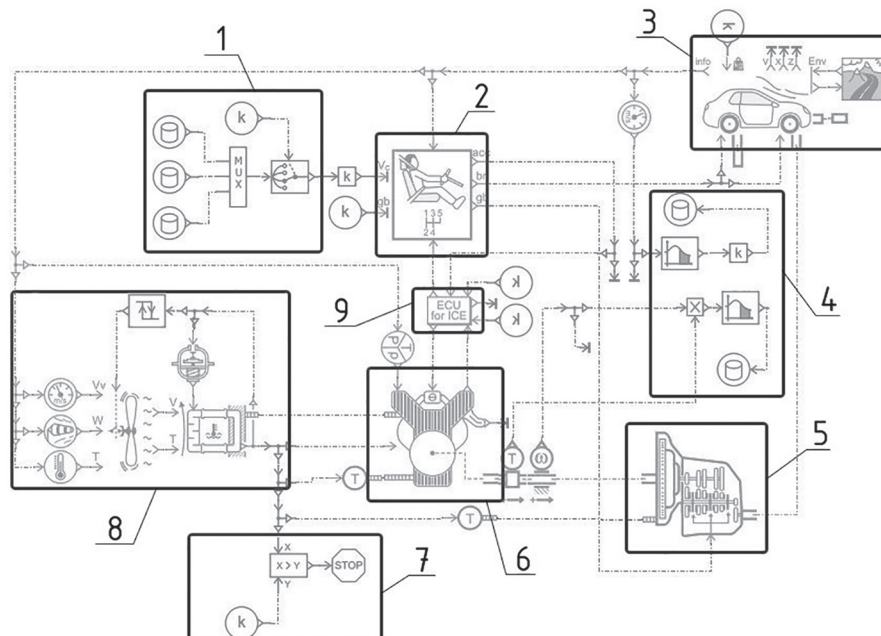


Рис. 1. Разработанная имитационная математическая модель:

1 – блок задания входных данных движения; 2 – блок моделирования действий водителя; 3 – блок моделирования взаимодействия шасси с окружающей средой и опорным основанием; 4 – блоки расчета средней скорости движения и средней мощности; 5 – блок моделирования работы роботизированной трансмиссии; 6 – блок моделирования работы ДВС; 7 – блок остановки моделирования при превышении температуры охлаждающей жидкости; 8 – блок моделирования системы охлаждения двигателя; 9 – блок управления двигателем (калькулятор двигателя)

себя модели двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссии.

Целью исследований является исследование динамики движения рассматриваемого автомобиля на разработанной ИММ при типовых режимах нагружения.

Реализация имитационной математической модели машины

Для исследования динамики движения машины была создана ее имитационная математическая модель с использованием библиотеки IFP Drive. Исходными данными служили массогабаритные характеристики, внешняя скоростная характеристика ДВС и его конструктивные параметры, а также передаточные числа и тип трансмиссии. Общий вид реализации математической модели приведен на рис. 1.

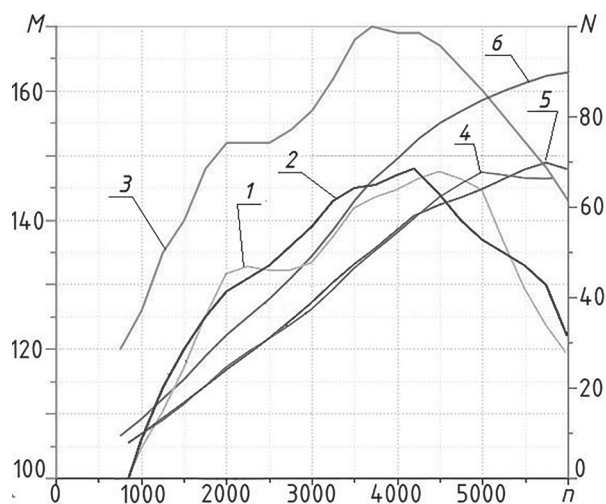


Рис. 2. Внешняя характеристика двигателей ВАЗ:

1, 2, 3 – крутящий момент ДВС ВАЗ 11194, ВАЗ 21129, ВАЗ 21179 соответственно; 4, 5, 6 – развиваемая мощность ДВС ВАЗ 11194, ВАЗ 21129, ВАЗ 21179 соответственно; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; M – крутящий момент, Нм; N – мощность, кВт

Таблица 1

Характеристики двигателей ВАЗ

Наименование параметра	Значение		
Код двигателя	11194	21129	21179
Масса двигателя, кг	100	108	109
Общая масса охлаждающей жидкости, кг	8,7		
Применяемое топливо	бензин		
Конфигурация цилиндров	рядный		
Число цилиндров	4		
Способ воспламенения	искровой		
Наличие турбонаддува	нет		
Рабочий объем, см ³	1390	1596	1774
Степень сжатия	10,8	10,5	10,3
Ход поршня, мм	75,6		84,0
Диаметр поршня, мм	76,5	82,0	
Коэффициент полезного действия	0,35		0,34
Удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг	42000		
Стехиометрическое соотношение	14,7		

Таблица 2

Параметры окружающей среды

Наименование параметра	Значение
Температура окружающей среды (воздуха), °C	20
Атмосферное давление, бар	1,013
Плотность атмосферного воздуха, кг/м ³	1,185

Таблица 3

Параметры системы охлаждения

Наименование параметра	Значение
Масса охлаждающей жидкости малого контура, кг	2,5
Общая масса охлаждающей жидкости, кг	8,7
Площадь теплообмена малого контура, м ²	0,8
Коэффициент теплоотдачи жидкость – блок цилиндров, Вт/м ² ·K	100
Коэффициент теплоотдачи блок цилиндров – воздух, Вт/м ² ·K	10
Площадь теплообмена радиатора, м ²	0,5
Начальная температура охлаждающей жидкости, °C	20
Температура начала открытия термостата, °C	85
Температура полного открытия термостата, °C	95
Температура включения вентилятора, °C	105
Температура отключения вентилятора, °C	99
Скорость воздушного потока при работающем вентиляторе, м/с	10

В модели ДВС рассчитываются механические и газовые потери, трехмерные карты удельного расхода топлива и иные параметры. Они используются при моделировании работы системы охлаждения, которая состоит из радиатора, термостата, вентилятора и блока управления вентилятором. Параметры системы охлаждения представлены в таблице 3. Входными данными для работы двигателя служит информация, приходящая из блока управления

двигателем, а также параметры, рассчитываемые при работе блока системы охлаждения, и параметры окружающей среды, такие как температура, плотность и давление воздуха.

Модель роботизированной трансмиссии

В модели используется роботизированная коробка передач с одним сцеплением. Конструктивно она соответствует механической коробке передач, устанавливаемой автомобилю

«Приора» и «Веста», значения ее передаточных чисел представлены в таблице 4.

Входными данными для работы модели служат: частота вращения коленчатого вала ДВС, температура масла в трансмиссии; ожидаемый номер передачи. Выходным параметром является крутящий момент, подаваемый на ведущую ось шасси.

Модель шасси

В качестве модели шасси используется блок DRIVEN01 библиотеки IFP Drive. Его параметры представлены в таблице 5. Входными данными служат параметры окружающей среды, крутящий момент на выходе из трансмиссии, информация об изменении тормозного момента, а выходными – комплекс величин, необходимых для адекватной работы остальных компонентов общей модели машины.

Модель водителя

Используемая в общей модели движения машины модель водителя представляет собой блок-имитатор работы водителя для машин с роботизированной трансмиссией. Входными данными служат текущая и желаемая скорости движения машины, а выходными – положение педалей акселератора и тормоза. Также блок передает информацию о выбранном режиме работы роботизированной трансмиссии в соот-

ветствующий блок. Фактически в модели реализуется PID-регулятор.

Рассчитанные параметры используются в моделях двигателя и трансмиссии, а также при формировании управляющего воздействия на тормозных механизмах шасси.

Верификация имитационной математической модели

Для оценки точности и адекватности имитационной математической модели была проведена ее верификация путем сравнения результатов численного моделирования и экспериментальных данных.

В качестве них принимаются паспортные данные километрового расхода топлива при движении в загородном цикле EPA Highway Fuel Economy Cycle (HWFET), применяемом при исследовании топливной экономичности [6]. Операционная карта цикла приведена на рис. 3.

Результаты моделирования в сравнении с паспортными данными приведены в таблице 6.

Результаты верификации свидетельствуют об адекватности и точности созданной имитационной математической модели машины.

Исследование топливной экономичности в городском цикле

Исследование топливной экономичности проводится в режиме движения, соответствующего

Таблица 4

Параметры трансмиссии

Наименование параметра	Значение
Минимальное время переключения передачи, с	1,6
Средний коэффициент полезного действия	0,96
Передаточные числа на передачах	3,636; 1,95; 1,357; 0,941; 0,784; –3,5
Передаточное число главной пары	3,938

Таблица 5

Параметры шасси

Наименование параметра	Значение
Масса машины, кг	1300
Распределение масс по осям: – передняя ось; – задняя ось	59 41
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,38
Площадь лобового сопротивления, м ²	2,735
Коэффициент сцепления	0,8
Коэффициент сопротивления движению	0,03
Параметры шины	195/55R16
Максимальный тормозной момент на передней/задней оси, Нм	2000/1000

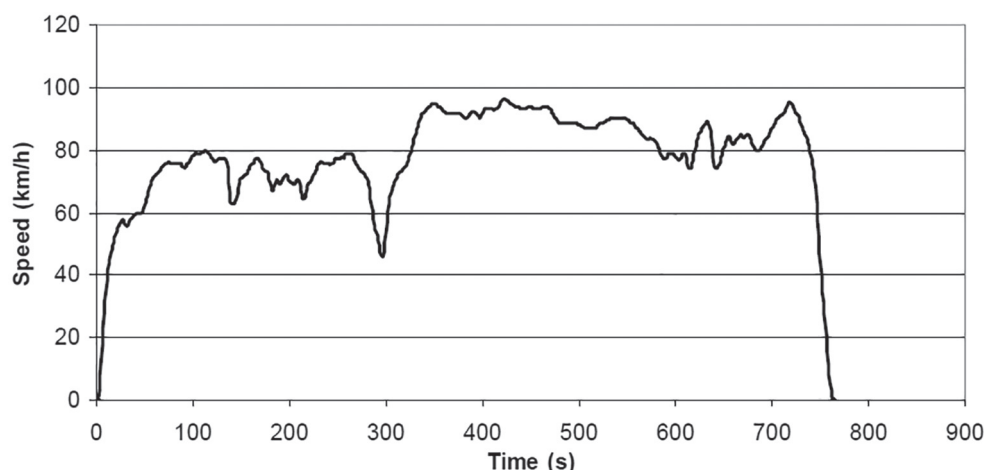


Рис. 3. Операционная карта цикла HWFET:
Speed – скорость движения, км/ч; Time – время, с

Таблица 6

Результаты верификации

Код двигателя	11194	21129	21179
Масса израсходованного топлива, г	660,17	693,50	743,84
Преодоленный путь, м	16500		
Расход топлива, л / 100 км:			
– паспортный;	5,30	5,30	6,00
– по результатам моделирования;	5,33	5,60	6,01
– в городском цикле паспортный (для спр.)	–	10,1	9,7
Погрешность	0,6 %	5,7 %	0,2 %

городскому циклу INRETS urbanfluide2 [6], операционная карта которого приведена на рис. 4.

При моделировании контролируемым параметром является расход топлива, а варьируемым – режим переключения передач (частота вращения входного вала коробки передач, при которой происходит переключение передачи). Начальный режим переключения соответствует следующему алгоритму:

– переключение передачи на повышенную – при частоте вращения 3000 об/мин;

– переключение передачи на пониженную – при частоте вращения 1500 об/мин.

Результаты имитационного моделирования, проведенного в соответствии с начальным алгоритмом переключения передачи, представлены в таблице 7. Известно, что удельный расход снижается по мере приближения к точке максимального момента, а затем вновь увеличивается. Таким образом, целесообразно производить переключение передачи в точке максимального момента только при полностью

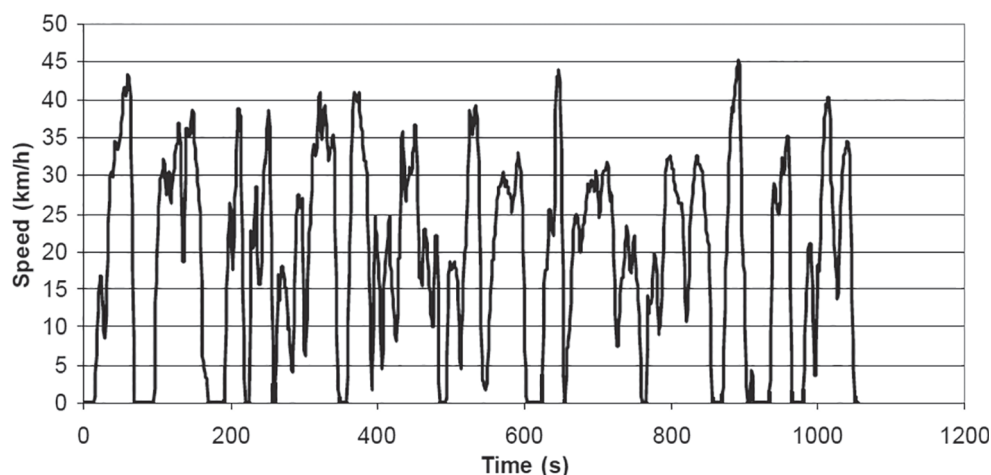


Рис. 4. Операционная карта цикла INRETS urbanfluide2:
Speed – скорость движения, км/ч; Time – время, с

Таблица 7

Результаты моделирования

Код двигателя	11194	21129	21179
Время моделирования, с	1053		
Преодоленный путь, м	5640	5637	5634
Средняя скорость движения, км/ч	19,3	19,3	19,3
Масса израсходованного топлива, г	482,2	526,3	561,6
Расход топлива, л / 100 км	11,4	12,4	13,3

открытой дроссельной заслонке. Тогда можно представить функцию переключения так:

$$E_u = n + \Delta n \cdot acc, \quad (1)$$

где E_u – частота вращения коленчатого вала, при которой происходит переключение передачи на повышенную, об/мин; n – некоторая фиксированная частота вращения коленчатого вала, об/мин; Δn – варьируемая частота вращения коленчатого вала, об/мин; acc – степень открытия дроссельной заслонки (0 – закрыта, 1 – полностью открыта).

Суть алгоритма сводится к выбору таких значений n и Δn , при которых расход топлива

на каждой передаче будет наименьшим. Так как снижение скорости обычно происходит при не-нажатой педали, переключение передачи вниз стоит производить при низких частотах вращения коленчатого вала.

В таблице 8 приведены отношения передаточных чисел и значения частоты вращения входного вала коробки передач, а в таблице 9 – для переключения вниз.

Моделирование движения машины с двигателем ВАЗ 11194

Начальные результаты моделирования представлены на рис. 5, 6 и 7.

Таблица 8

Параметры переключения передач вверх

Номер передачи	1–2	2–3	3–4	4–5
Отношение передаточного числа	1,865	1,437	1,442	1,200
Частота вращения входного вала, об/мин	2280	2960	2950	3540

Таблица 9

Параметры переключения передач вниз

Номер передачи	5–4	4–3	3–2	2–1	1 – нейтраль
Частота вращения входного вала, об/мин	1300	1200	1200	1050	600

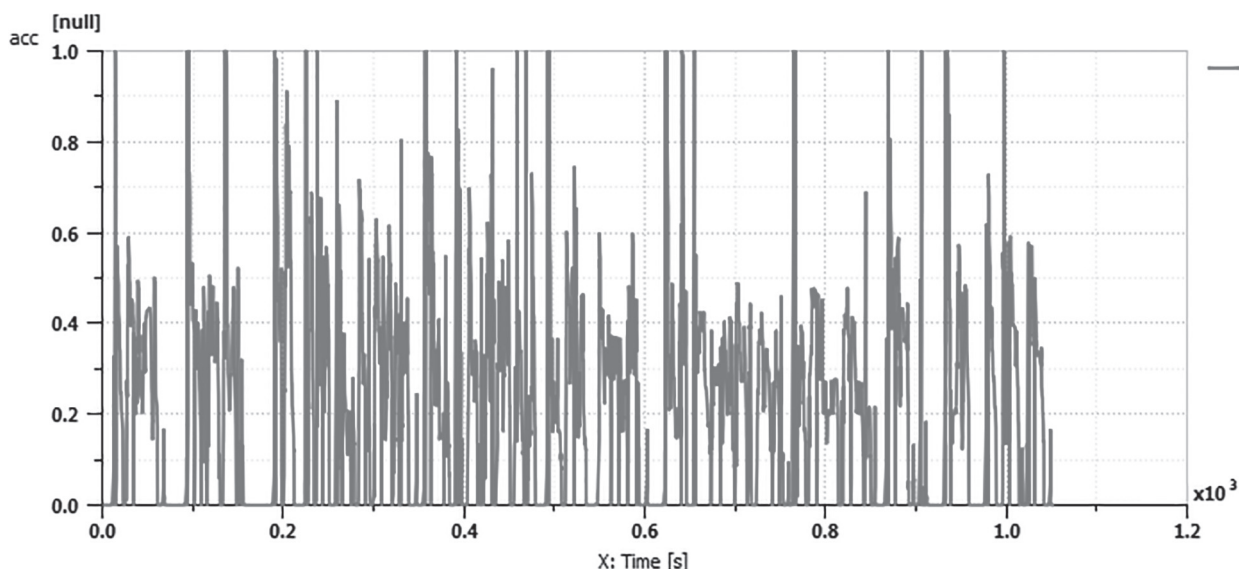


Рис. 5. Положение педали акселератора:

acc – относительное положение педали акселератора; X – время моделирования, с

По рис. 5 можно сделать вывод, что большую часть времени педаль нажата не более чем на 40 %. При этом, как видно по рис. 6, переключения выше второй передачи не происходит. Запись изменения частоты вращения коленчатого вала представлена на рис. 7.

По рис. 7 видно, что частота вращения не превышает 4000 об/мин, за исключением двух пиков. Тогда момент переключения можно выбрать в интервале от 2000 до 3000 об/мин при положении педали акселератора от 0,3 до 0,4:

$$4500 = n + \Delta n \cdot 1, 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, 2000 = n + \Delta n \cdot 0,3.$$

Такая запись даст исходные данные для двух режимов работы трансмиссии:

$$\begin{cases} 4500 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 2000, \\ \Delta n = 2500, \end{cases} \text{ (Режим 1)}$$

$$\begin{cases} 4500 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 2000 = n + \Delta n \cdot 0,3, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 930, \\ \Delta n = 3570. \end{cases} \text{ (Режим 2)}$$

В таблице 10 приведены результаты моделирования для обоих режимов.

Видно, что режим 2 более рационален с точки зрения снижения расхода топлива. На рис. 8 видно, что на более низких передачах частоты вращения коленчатого вала выше, чем на высших. Однако для снижения расхода топлива целесообразны низкие частоты вращения.

Таким образом, следует откорректировать моменты переключения для первых трех передач так, чтобы частота вращения коленчатого вала не превышала 2500 об/мин. Ряд проведенных численных экспериментов показал, что наиболее экономичный режим достигается с параметрами, приведенными в таблице 11. В ней также приведен итоговый расход топлива и относительное снижение расхода.

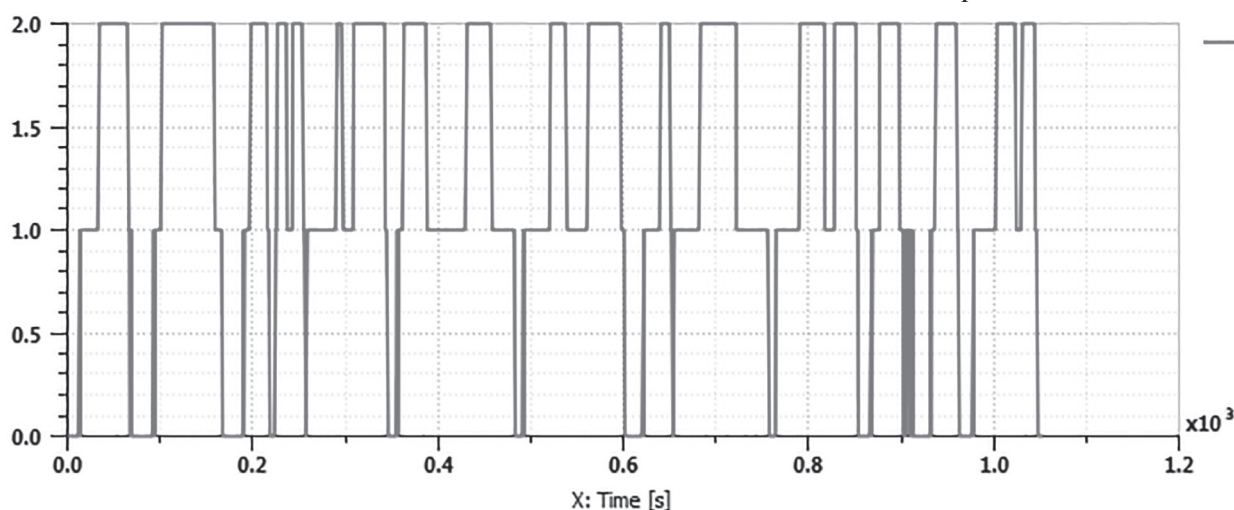


Рис. 6. Режимы работы коробки передач:
по оси ординат – номер передачи; X – время моделирования



Рис. 7. Частота вращения коленчатого вала двигателя

Таблица 10

Результаты моделирования

Наименование параметра	Режим 1	Режим 2
Масса израсходованного топлива, г	458,4	445,2
Расход топлива, л / 100 км:		
– до изменения алгоритма;	11,40	11,40
– после изменения алгоритма	10,80	10,52
Относительное снижение расхода, %	5,26	7,71

Таблица 11

Результаты моделирования

Наименование параметра	Значение			
Переключение передачи	1–2	2–3	3–4	4–5
Постоянное значение частоты вращения n , об/мин	1000	1035		
Варьируемое значение частоты вращения Δn , об/мин	2500	2200		3250
Масса израсходованного топлива, г	429,0			
Расход топлива, л / 100 км:				
– до изменения алгоритма;	11,40			
– после изменения алгоритма	10,14			
Относительное снижение расхода, %	11,10			

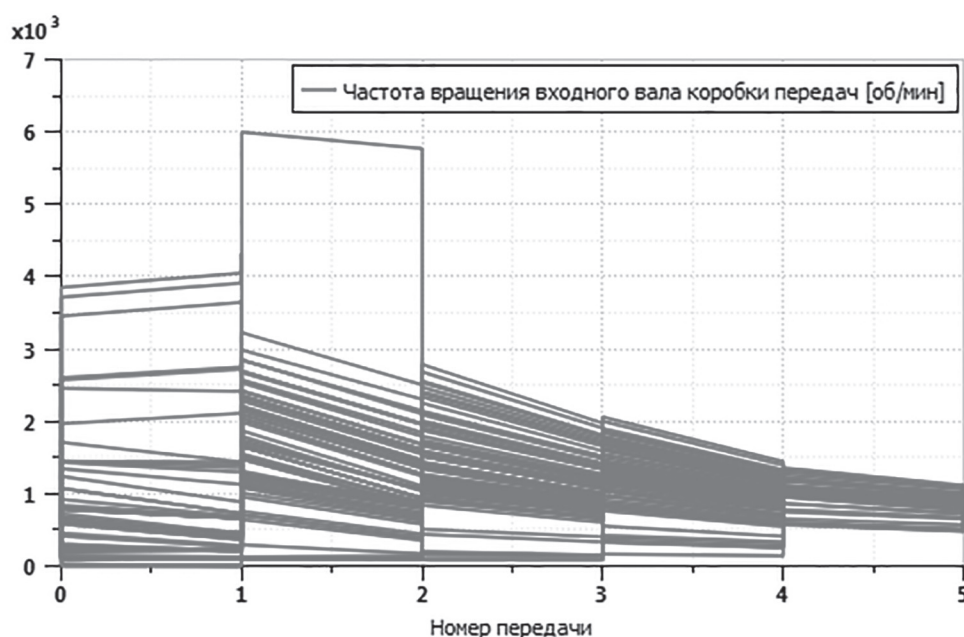


Рис. 8. Частоты вращения входного вала коробки передач на разных передачах

Моделирование движения машины с двигателем ВАЗ 21129

Для ДВС ВАЗ 21129 максимальный крутящий момент достигается при частоте вращения коленчатого вала, равной 4200 об/мин (рис. 2, поз. 2). Рассматривая аналогичным образом движения машины, можно отметить следующее: большую часть времени педаль нажата не более чем на 50 % (рис. 9), переключения выше второй передачи не происходит (рис. 10), частота вращения коленчатого вала не превышает 3500 об/мин (рис. 11).

Запись частоты вращения коленчатого вала двигателя представлен на рис. 11.

Можно привести зависимость (1) к виду:

$$4200 = n + \Delta n \cdot 1, \quad 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, \quad 1500 = n + \Delta n \cdot 0,2.$$

Тогда:

$$\begin{cases} 4200 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 2200, \\ \Delta n = 2000, \end{cases} \quad (\text{Режим 1})$$

$$\begin{cases} 4200 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 1500 = n + \Delta n \cdot 0,2, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 825, \\ \Delta n = 3375. \end{cases} \quad (\text{Режим 2})$$

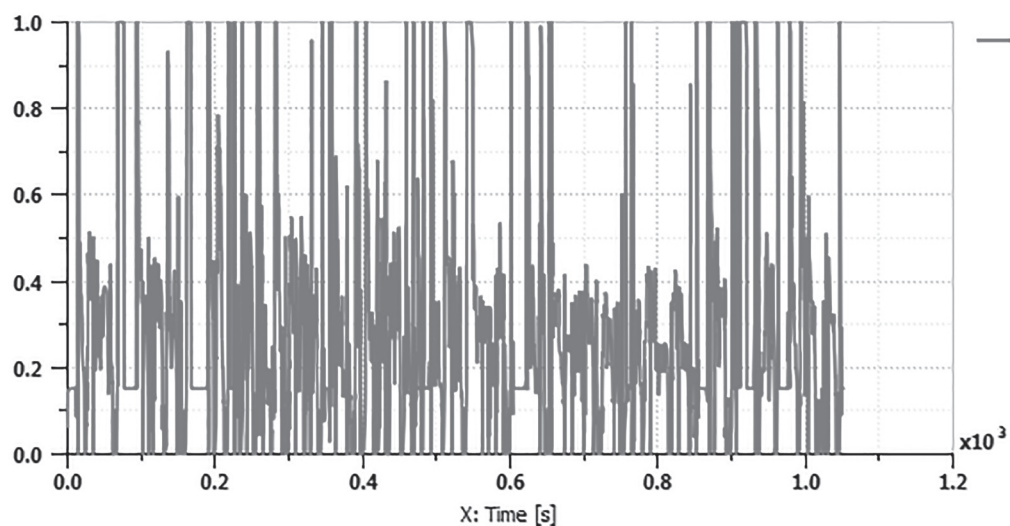


Рис. 9. Положение педали акселератора:

асс – относительное положение педали акселератора; X – время моделирования, с

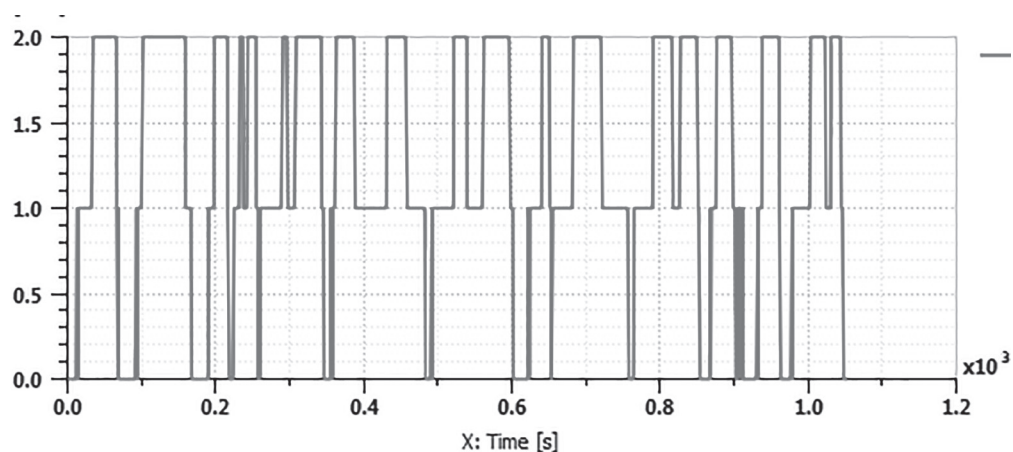


Рис. 10. Режимы работы коробки передач:

по оси ординат – номер передачи; X – время моделирования

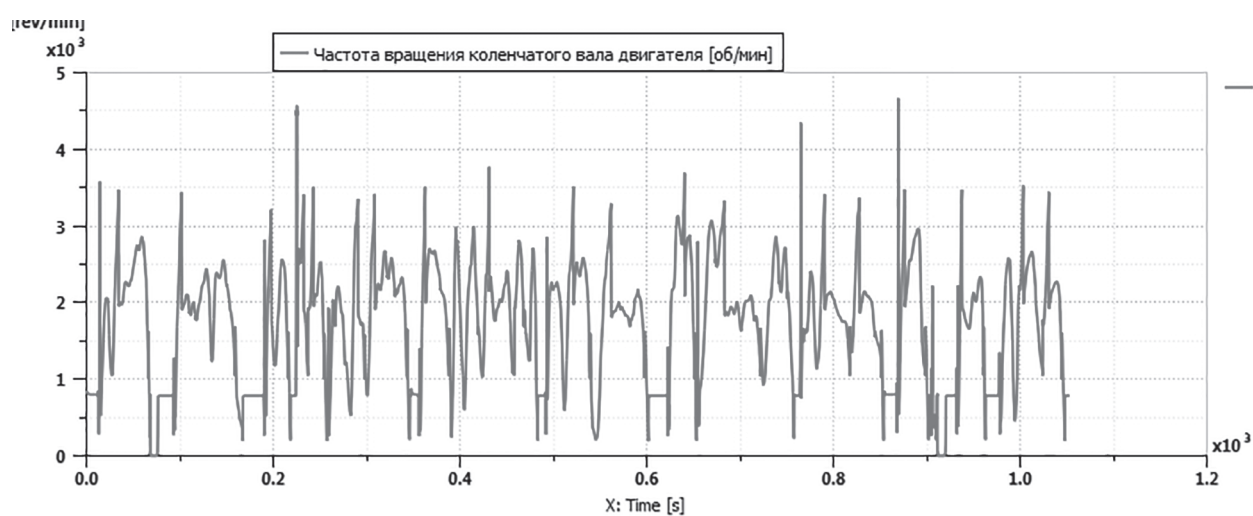


Рис. 11. Частота вращения коленчатого вала двигателя

В таблице 12 приведены результаты моделирования для этих режимов.

По результатам моделирования видно, что режим 2 более рационален с точки зрения снижения расхода топлива. Действуя аналогичным предыдущему случаю образом, можно добиться дополнительного снижения расхода за счет более раннего переключения на низших передачах. Результаты приведены в таблице 13.

Моделирование движения машины с двигателем ВАЗ 21179

Для ДВС ВАЗ 21179 максимальный крутящий момент достигается при частоте вращения коленчатого вала, равной 3750 об/мин (рис. 2, поз. 3). Это позволяет принять алгоритм переключения (1)

$$E_u = 2500 + 1250acc.$$

Результаты моделирования представлены в таблице 14. Анализ результатов моделирования показывает, что расход топлива при таком

режиме переключения снизился на 15,48 %. На рис. 12 представлена запись положения педали акселератора в процессе движения машины. Видно, что большую часть времени педаль нажата не более чем на 40 %. При этом, как видно по рис. 13, переключения выше третьей передачи не происходит.

Запись частоты вращения коленчатого вала двигателя представлен на рис. 14.

По рис. 14 видно, что частота вращения не превышает 3000 об/мин за исключением нескольких пиков. При этом момент переключения должен находиться в интервале от 1500 до 3000 об/мин при положении педали акселератора от 0,2 до 0,4. Это позволяет привести зависимость (1) к виду:

$$3750 = n + \Delta n \cdot 1, 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, 1500 = n + \Delta n \cdot 0,2.$$

Полученную систему можно решить, рассматривая по два выражения из трех. Тогда получаются следующие варианты:

Таблица 12

Результаты моделирования

Наименование параметра	Режим 1	Режим 2
Масса израсходованного топлива, г	501,4	484,1
Расход топлива, л / 100 км:		
– до изменения алгоритма;	12,40	12,40
– после изменения алгоритма	11,82	11,40
Относительное снижение расхода, %	4,68	8,06

Таблица 13

Результаты моделирования

Наименование параметра	Значение			
Переключение передачи	1–2	2–3	3–4	4–5
Постоянное значение частоты вращения n , об/мин	835			
Варьируемое значение частоты вращения Δn , об/мин	2500	2200		3375
Масса израсходованного топлива, г	467,2			
Расход топлива, л / 100 км:				
– до изменения алгоритма;	12,40			
– после изменения алгоритма	11,00			
Относительное снижение расхода, %	11,29			

Таблица 14

Результаты моделирования

Наименование параметра	Значение
Масса израсходованного топлива, г	477,3
Расход топлива, л / 100 км:	
– до изменения алгоритма;	13,30
– после изменения алгоритма	11,24
Относительное снижение расхода, %	15,48

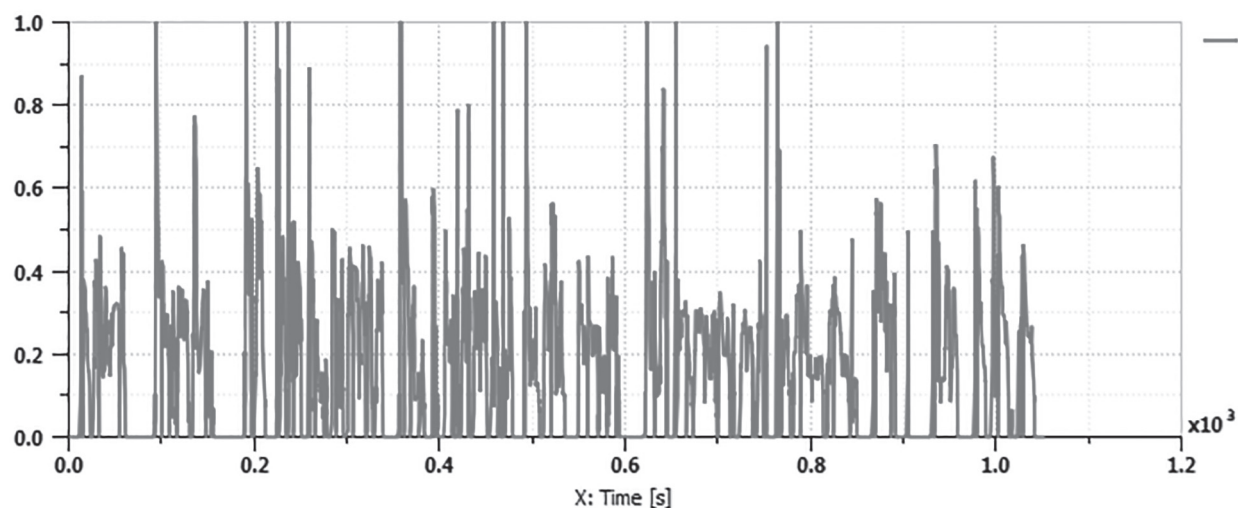


Рис. 12. Положение педали акселератора:
X – время моделирования, с

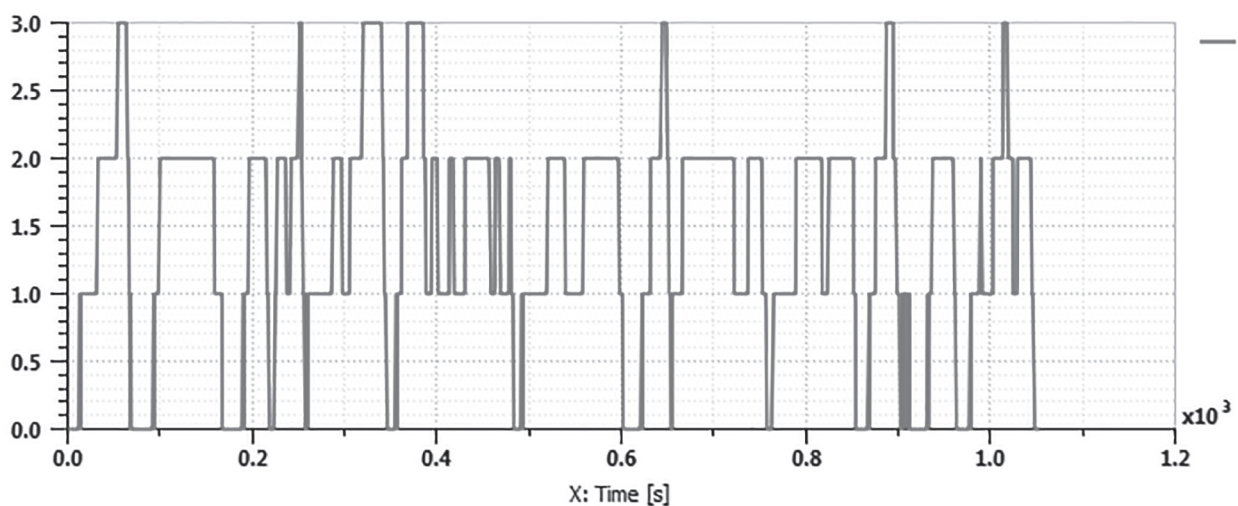


Рис. 13. Режимы работы коробки передач:

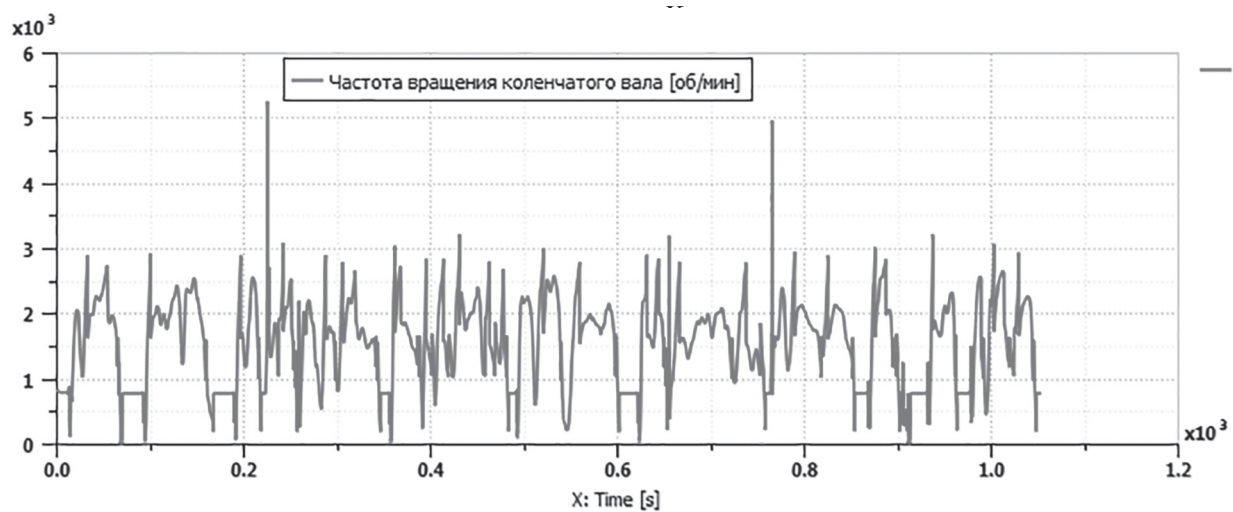


Рис. 14. Частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\begin{cases} 3750 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 3000 = n + \Delta n \cdot 0,4, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 2500, \\ \Delta n = 1250, \end{cases} \text{ (Режим 1)}$$

$$\begin{cases} 3750 = n + \Delta n \cdot 1, \\ 1500 = n + \Delta n \cdot 0,2, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} n = 940, \\ \Delta n = 2810. \end{cases} \text{ (Режим 2)}$$

Первый режим соответствует уже рассмотренному. Соответственно, рассмотреть следует только второй режим. В таблице 15 приведены результаты моделирования первого и второго режимов переключения.

По результатам моделирования видно, что режим 2 более рационален с точки зрения снижения расхода топлива. Корректируя момент переключения на низших передачах, можно добиться еще большего снижения расхода. Результаты представлены в таблице 16.

Выводы

Проведенные вычислительные эксперименты демонстрируют адекватность и точность созданной имитационной математической модели: погрешность определения расхода топлива не превышает 5,7 %.

Расход топлива в городском цикле зависит от алгоритма переключения передач. Минимальный расход топлива в городском цикле для машины с ДВС ВАЗ 11194 составляет 10,14 л/100 км; с ДВС ВАЗ 21129 – 11,0 л/100 км; с ДВС ВАЗ 21179 – 10,1 л/100 км.

Наиболее экономичный режим движения достигается при раннем переключении пере-

дач, когда частоты вращения коленчатого вала не превышают 2000–2500 об/мин.

ДВС ВАЗ 21179 показывает наилучшие показатели расхода топлива, сравнимые с двигателем ВАЗ 11179. Это обусловлено максимальным крутящим моментом, достигаемым на более низких частотах вращения коленчатого вала. Вместе с тем, для ДВС ВАЗ 11194 характерно тоже низкое значение, поскольку рабочий объем этого двигателя наименьший, и расход топлива при частотах вращения, близких к холостым, также меньше, чем у остальных двигателей.

Литература

1. Имитационное моделирование // Википедия. Дата обновления: 02.07.2018. Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/?oldid=93700067>.
2. LMS Imagine.Lab Amesim // Siemens. Режим доступа: <https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/imagine-lab/amesim/>.
3. Двигатель ВАЗ 21179: технические характеристики, особенности // VestaXray. Режим доступа: <http://vestaxray.ru/model/lada-vesta/dvi-gatel-vaz-21179-tehnicheskie-harakteristiki.html>.
4. Двигатель Ваз 11194. Технические характеристики, особенности // Мастерская двигателя. Режим доступа: <http://www.motors-vaz.ru/vaz11194.html>.
5. Характеристики и отзывы о двигателе ВАЗ 21129 // Лада-онлайн. Режим доступа: <https://xn--80aal0a.xn--80aschdb/car-description/reviews->

Таблица 15

Результаты моделирования

Наименование параметра	Режим 1	Режим 2
Масса израсходованного топлива, г	477,3	430,6
Расход топлива, л / 100 км:		
– до изменения алгоритма;	13,30	13,30
– после изменения алгоритма	11,24	10,13
Относительное снижение расхода, %	15,48	23,80

Таблица 16

Результаты моделирования

Наименование параметра	Значение			
Переключение передачи	1–2	2–3	3–4	4–5
Постоянное значение частоты вращения n , об/мин	940			
Варьируемое значение частоты вращения Δn , об/мин	2500	2200	2810	
Масса израсходованного топлива, г	429,5			
Расход топлива, л / 100 км:				
– до изменения алгоритма;	13,30			
– после изменения алгоритма	10,10			
Относительное снижение расхода, %	24,06			

tests/lada-vesta-reviews-tests/1036-harakteristiki-i-otzyvy-o-dvigatele-vaz-21129-lada-vesta-i-xray.html.

6. T.J. Barlow, S. Latham, I.S. McCrae and P.G. Boulter. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. TRL Limited, 2009.

References

1. *Imitacionnoe modelirovanie* [Simulation]. Wikipediya. Data obnovleniya: 02.07.2018. URL: <https://ru.wikipedia.org/?oldid=93700067>.
2. LMS Imagine. Lab Amesim. Siemens. URL: <https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/Imagine-Lab/Amesim/>.
3. *Dvigatel' VAZ 21179: tekhnicheskie harakteristiki, osobennosti* [VAZ 21179 engine: technical specifications, features]. VestaXray. URL: <http://vestaxray.ru/model/lada-vesta/dvigatel-vaz-21179-tehnicheskie-harakteristiki.html>.

URL: <http://vestaxray.ru/model/lada-vesta/dvigatel-vaz-21179-tehnicheskie-harakteristiki.html>.

4. *Dvigatel' Vaz 11194. Tekhnicheskie harakteristiki, osobennosti* [VAZ 11194 engine. Specifications, features]. Masterskaya dvigatelista. URL: <http://www.motors-vaz.ru/vaz11194.html>.
5. *Harakteristiki i otzyvy o dvigatele VAZ 21129* [Characteristics and reviews of the VAZ 21129 engine]. Lada-onlajn. URL: <https://xn--80aal0a.xn--80asehdb/car-description/reviews-tests/lada-vesta-reviews-tests/1036-harakteristiki-i-otzyvy-o-dvigatele-vaz-21129-lada-vesta-i-xray.html>.
6. T.J. Barlow, S. Latham, I.S. McCrae and P.G. Boulter. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. TRL Limited, 2009.

THE CHOICE OF CONTROL ALGORITHM FOR A ROBOTIC TRANSMISSION OF A VEHICLE IN A CITY CYCLE

DSc in Engineering **V.A. Gorelov**, PhD in Engineering **A.A. Cipilev, A.G. Ivanov**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
alexts@bmstu.ru

Nowadays environmental pollution issues are very relevant. Stricter emission standards for fossil fuel combustion in internal combustion engines are forcing manufacturers to reduce fuel consumption as well, including through a more rational use of the capabilities of an internal combustion engine. This article is devoted to obtaining a methodology for choosing an algorithm for controlling a robotic transmission of an economy-class passenger automobile using the example of the LADA Vesta SW Cross for driving in a city cycle. At the beginning of the article, the implementation of the simulation mathematical model of the automobile's movement in the LMS Imagine.Lab Amesim software is shown, the main assumptions and parameters of the engines, cooling system, transmission and chassis are given. Further in the article the results of the verification of the simulation mathematical model by comparing the results of a numerical experiment of motion in the HWFET cycle with passport data are given. It is shown that the simulation mathematical model demonstrates the adequacy and high accuracy and is suitable for studying the fuel economy of vehicle. In the main part of the article, a study of the movement of a vehicle with three variants of internal combustion engines (volumes of 1,4, 1,6 and 1,8 l) in the INRETS urbanfluide2 urban cycle was made. It is shown that the lowest flow rate is achieved by reducing the dynamics of acceleration and braking by early gear shifting, and the crankshaft speed corresponding to the moment of switching should be selected for each gear separately. According to the results of the study, a switching algorithm and a method of its selection are presented, taking into account the degree of throttle opening and the type of external speed characteristic of an internal combustion engine. The article concludes with the results of mathematical simulation of the movement of the automobile in the city cycle with a modified algorithm for controlling the robotic transmission and it is shown that it allows to reduce fuel consumption in the city cycle by 12–20 % depending on the engine size.

Keywords: mathematical simulation, Amesim, automobile, fuel efficiency, transmission, robotic gearbox.

ТЕХНОЛОГИЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ НЕДЕЛИМЫХ УЗЛОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБЪЕКТОВ

К.Т.Н. Зуев С.М., Лавриков А.А., К.Т.Н. Малеев Р.А., Шматков Ю.М.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

eo@mospolytech.ru

В статье рассмотрен способ перевозки крупногабаритных неделимых узлов промышленных объектов любой конфигурации. Способ заключается в применении для транспортировки комбинированных транспортных средств (КТС), которые собираются из отдельных транспортных сегментов. Сегменты могут быть самоходными и несамоходными, могут иметь различную грузоподъемность и быть механически не связаны друг с другом. Согласованное движение такого КТС возможно только при слаженной работе систем управления движением КТС, таких как рулевое управление, управление трансмиссией, управление грузовой платформой, управление энергетическим балансом сегментов. На примере системы рулевого управления КТС рассмотрен принцип работы и структура трехуровневой системы управления КТС. Подобная сетевая структура может быть применена на КТС любой конфигурации и использована в других системах управления движением. Связь между контроллерами уровней осуществляется по проводной или беспроводной технологиям. В качестве проводной можно использовать оптоволоконную или CAN-BAS технологии. В качестве топологии проводного соединения наиболее подходят схемы типа «звезда», «шина», «звезда-шина». Расширенный Wi-Fi – это пример беспроводной технологии передачи данных между сегментами КТС. Работа системы рулевого управления начинается с момента формирования КТС, а именно – в момент погрузки, когда отдельные сегменты будущего КТС подгоняются под все опорные точки стоящего на поддонах объекта. Задача погрузки состоит в том, чтобы опорные точки объекта совпали с центрами масс подгоняемых под них сегментов и сегментных групп, от которых не требуется строгого геометрического расположения между собой. На борту каждого единичного сегмента 3-х уровневой системы располагаются приемопередатчики (ПП) глобальной системы геопозиционирования, такой как GPS, ГЛОНАСС и другие. Такие ПП определяют местоположение отдельных сегментов КТС с точностью до нескольких сантиметров. После расстановки всех модулей под опорными точками объекта назначается командный сегмент (на котором устанавливается центральный контроллер). Устанавливается и тестируется связь (проводная, беспроводная) между контроллерами уровней системы. Управление КТС осуществляется центральным контроллером. Высокие требования, предъявляемые к качеству и срокам готовности отраслевых промышленных объектов, требуют от изготовителей большую часть работ выполнять в заводских условиях. Это позволяет максимально использовать возможности высоких заводских технологий, близость расположения складов и коммуникаций.

Ключевые слова: комбинированное транспортное средство; крупногабаритный объект; транспортный сегмент; грузовая платформа; система управления; маневренность; контроллер, рулевая программа.

Введение

Комбинированные транспортные средства (КТС) – это специальные средства перевозки грузов, скомпонованные из самоходных и несамоходных транспортных сегментов (рис. 1). КТС используют для перевозки тяжеловесных неделимых грузов сложной формы. Они являются проводником передовых технологий в таких стратегических отраслях хозяйственной деятельности, как промышленное строительство, судостроение, тяжелое машиностроение, нефтегазовая промышленность, энергетика, добывающие отрасли.

Такое решение проблемы ускорения готовности объектов и повышения качества их изготовления приводит к тому, что изготавливаемые объекты становятся все более крупноблочными, габаритными и тяжеловесными. К подобным объектам можно отнести крупные строительные модули, фрагменты океанских судов, реакторы для атомных станций, парогенераторы, оборудование и емкости для нефтегазовой и химической промышленности.

Перевозимая масса подобных объектов уже к концу 80-х годов прошлого века достигала 2–3 тысяч тонн. При этом использовалась

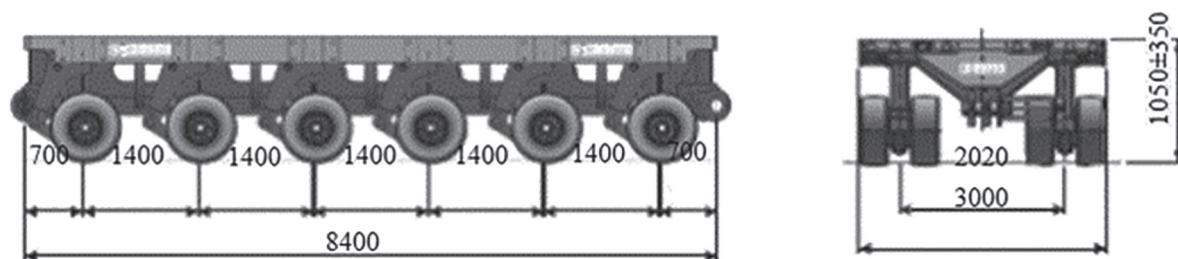


Рис. 1. Элементарный транспортный сегмент [1]

строгая схема построения КТС, где все сегменты располагались симметрично и были жестко связаны между собой (рис. 2, а).

Максимальную массу перевозимых объектов можно довести до 15 тысяч тонн, а их длину – до десятков метров, если использовать гибкую схему построения КТС (рис. 2, б). Гибкая схема подразумевает использование отдельных грузовых сегментов и жестко связанных между собой сегментных групп (самоходных и несамоходных), число и вид которых определяется конфигурацией и массой перевозимого груза. Данные сегменты и группы связанных сегментов, подведенные под несколько точек перевозимого узла, поднимают и перемещают его к месту финальной установки. Согласованное управление движением отдельных сегментов и сегментных групп этого распределенного по площади КТС осуществляется из единого центра.

Учитывая малую скорость передвижения КТС, возможно пренебречь анализом продольно-угловых колебаний данных систем принимая тот факт, что коэффициент гашения колебаний и угловая частота уменьшаются

наиболее интенсивно (до 35 % и более) с увеличением числа колесных опор.

Опытные и расчетные исследования на механических моделях и с использованием современных программных продуктов показали, что расстановка колесных опор по базе не оказывает влияния на колебания поддресоренных масс, поэтому ее нельзя считать решающим конструктивным фактором для получения высоких показателей плавности хода КТС. В связи с этим при выборе схемы ходовой части следует исходить из других более важных эксплуатационно-технических характеристик, таких как грузоподъемность, масса ходовой части, ее габариты и т.д.

Анализ опытных данных и теоретические исследования показали, что для получения высоких показателей плавности хода многоопорных КТС особое внимание должно быть сосредоточено на выборе оптимальных характеристик поддресоривания. При этом стоит обратить внимание на то, что рекомендации по оптимизации характеристик поддресоривания, касающихся выбора жесткости подвески, а также величин статических и динамических

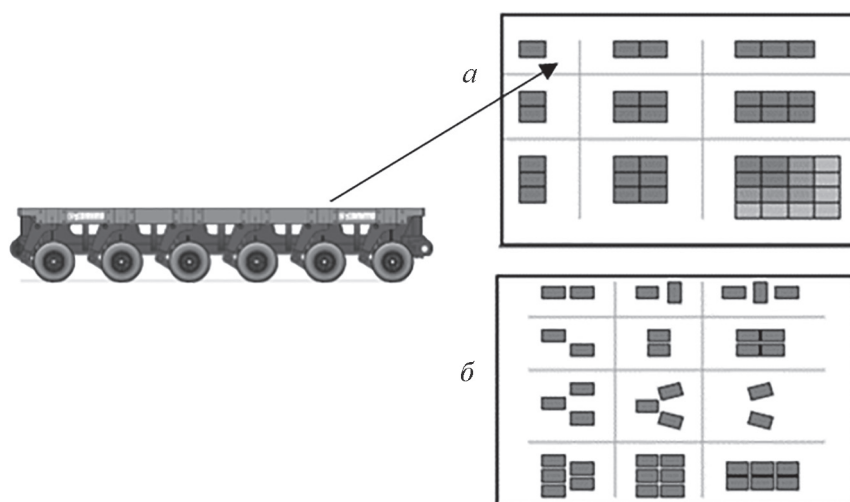


Рис. 2. Варианты компоновки КТС [1]:

а – жесткие схемы; б – универсальные схемы

ходов подвески, величин гашений и сухого трения, разработанные для двух- и трехосных транспортных средств, могут быть отнесены к многоосным и многоопорным КТС [5].

Целью исследований является анализ возможности построения комбинированных транспортных средств для перевозки крупногабаритных объектов сложной формы путем использования многоуровневой системы рулевого управления.

Основная часть

КТС имеет ряд принципиальных особенностей, на которые следует обратить внимание, это.

Сегментный принцип построения, который обеспечивает жесткую связь между самоходными и несамоходными сегментами в сегментных группах и информационную связь между отдельными самоходными сегментами и самоходными сегментными группами. Задействованные в КТС сегменты могут иметь различную грузоподъемность и разнообразные конструкции. Сегментный принцип позволяет наращивать грузоподъемность транспортного средства и изменять его габариты и конфигурацию по мере необходимости.

Самоходные сегменты оборудуются гидростатической трансмиссией, которая имеет следующий принцип действия: дизель приводит в действие поршневой насос с регулируемой подачей, который перекачивает жидкость под давлением в гидродвигатели с регулируемой подачей, что приводит в действие планетарные шестерни-редукторы ступиц ведущих колес. Гидросистема транспорта является закрытой, поскольку главный насос забирает жидкость прямо от гидродвигателей, что ускоряет работу системы путем быстрого прогона масла в обратном направлении и исключает попадание в систему воздуха. Избыток подаваемого масла охлаждается и сливается в бачок.

Изготовленные в заводских условиях тяжеловесные крупногабаритные объекты в местах монтажа располагаются на опорных подушках или поддонах над поверхностью земли. С помощью активной гидроподвески опор, имеющей рабочий ход до 700 мм, объекты перевозки могут быть загружены КТС без помощи кранов и перевезены в нужном направлении для проведения последующих операций или для финальной установки. Выгрузка объекта, как и его погрузка, выполняется путем опу-

скания/подъема подвески. Выполнить погрузку и разгрузку КТС в цеховых помещениях, при помощи мостовых или стрелочных кранов представляется затруднительным, или даже невозможным, из-за ограниченного пространства. Кроме этого, система активной гидроподвески обеспечивает горизонтальное положение грузовой платформы КТС и расположенного на ней груза во время преодоления транспортным средством дорожных неровностей ландшафта. Специальное противоразрывное устройство обеспечивает безотказную работу подвески в случае внезапного разрыва одного из шлангов гидросистемы.

КТС оборудуются системой рулевого управления с приводом на каждую колесную опору. При криволинейном движении по радиусу все колесные опоры управляются так, что их центральные линии пересекаются в общем фокусе, который называют полюсом поворота транспортного средства, тем самым исключая чрезмерное стирание колес о дорожное покрытие. Такой тип рулевого управления обеспечивает транспортному средству возможность описать полный круг вокруг полюса поворота. Каждая опора транспортного средства поворачивается под действием гидронасоса, которым управляет золотниковый гидрораспределитель (ГР) по сигналу рассогласования, поступающему с контроллера управления поворотом опоры.

Каждый транспортный сегмент или сегментная группа КТС имеет автономную энергетическую установку, которая снабжает электроэнергией все системы управления сегмента (сегментной группы). Баланс электроэнергии между сегментами (сегментными группами) обеспечивают расположенные на них устройства балансировки, управляемые контроллером единой системы электроснабжения [6–9].

Если требуется перевезти крупногабаритный, тяжеловесный и несимметричный объект, у которого точки опоры на поверхности удалены друг от друга на расстояние от нескольких метров до десятков метров, то наиболее перспективным решением данной задачи видится в обеспечении согласованного и синхронного управления всеми удаленными друг от друга и жестко не связанными между собой сегментами и связками сегментов КТС. Это позволит с помощью современных информационных технологий и управления, практически не меняя материальную базу (сегменты те же самые), существенно (в 2–5 раз) увеличить габариты и

массу перевозимых объектов, а также перевозить крупные объекты сложной конфигурации.

Для решения задачи управления КТС необходимо иметь:

- единую систему управления трансмиссией всех самоходных сегментов КТС;
- единую систему управления подвеской всех сегментов КТС;
- единую систему рулевого управления всех сегментов КТС;
- согласованную работу всех перечисленных выше систем КТС.

Ошибка хотя бы одной из упомянутых выше систем управления или отсутствие слаженности в их работе может привести к опрокидыванию перевозимого объекта, чему способствует высокое расположение его центра тяжести. Такая авария может иметь серьезные последствия для безопасности людей и подразумевает ощутимые экономические затраты на восстановление, подъем и транспортировку упавшего объекта, а также на ремонт повреждений транспортера.

Рассмотрим подробнее организацию управления движением КТС на примере рулевого управления.

Контроллер опоры (КО) устанавливается на каждой колесной опоре и выполняет сравнение текущего углового положения опоры, полученного с датчика положения (ДП) этой опоры, с заданным положением, полученным по мультиплексной шине с центрального контроллера и заданного рулевым колесом или джойстиком оператора.

Центральный контроллер (ЦК) связан по мультиплексной шине со всеми контроллера-

ми опор, по которой передает на них задающее воздействие и принимает от них запросы на прерывание в случае неисправности (например, если отработанный угол поворота опоры отличается от заданного более чем на 5 градусов). Угловое положение каждой опоры в транспортном средстве программируется также по мультиплексной шине, когда установлена связь центрального контроллера со всеми КО. При рулевой программе криволинейного движения каждая опора при одинаковом для всех опор задающем воздействии поворачивается на свой угол. Полный поворот такой опоры составляет 145 градусов, что позволяет реализовать и другие типы рулевых программ, таких как «параллельное движение», «перпендикулярное движение», «диагональное движение», «карусельное движение» (рис. 3).

Управлять движением КТС целесообразно по уровневой схеме. Для этого один из головных сегментов транспортного средства определяется как командный. На этом сегменте располагается центральный контроллер (ЦК), который задает режим движения всего транспортного средства в целом. ЦК обеспечивает взаимодействие всех систем управления движением и синхронизирует работу всех сегментов транспортера. Центральный контроллер является верхним уровнем управления КТС (рис. 4), который получает команду от оператора и ретранслирует ее на сегментные контроллеры, которые устанавливаются на каждом элементарном (единичном) сегменте.

Сегментный контроллер обеспечивает средний уровень управления в качестве посреднической связи между командным сег-

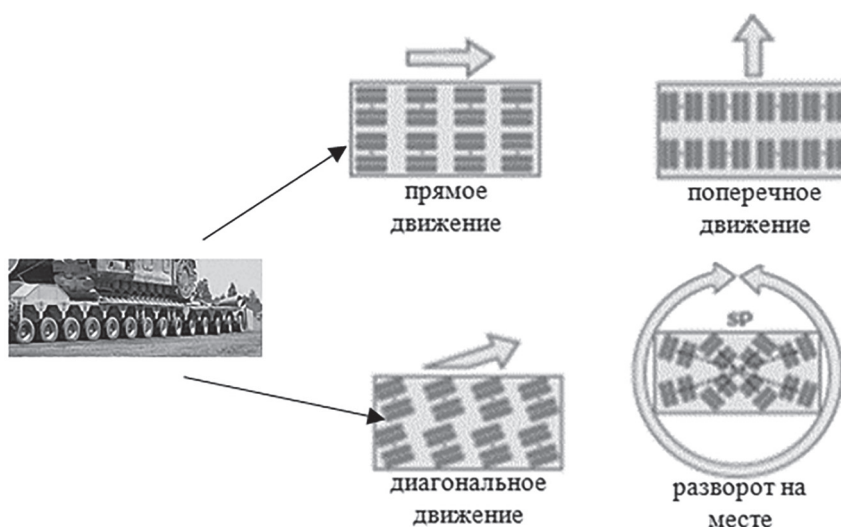


Рис. 3. Рулевые программы позиционирования КТС [1]

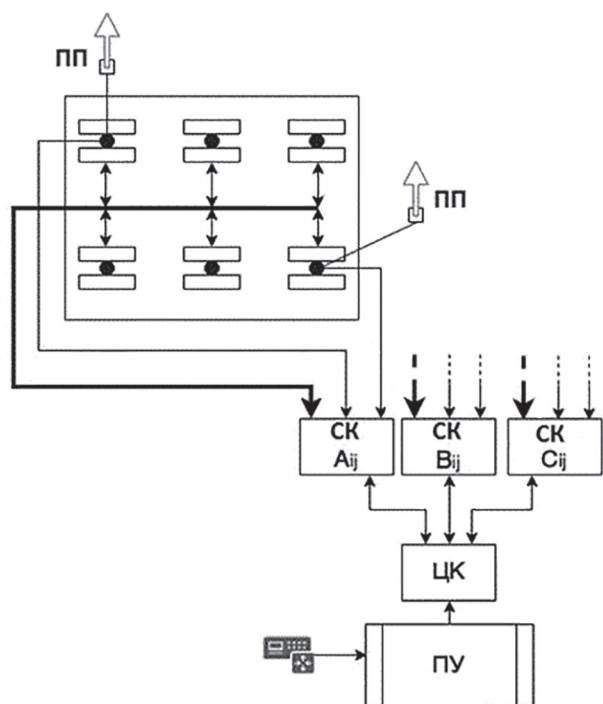


Рис. 4. Схема среднего и высокого уровней управления КТС

ментом и каждой колесной опорой на других сегментах КТС. Работой каждой колесной опоры КТС управляет контроллер этой опоры (КО), который следит за обработкой исполнительным устройством опоры заданного с ЦК и перенаправленного с СК на КО задающего воздействия. КО – это низший уровень управления КТС (рис. 5).

Связь между ЦК и СК может осуществляться как по проводной технологии, так и беспроводной. Проводная технология представляется более надежной, при этом для передачи данных целесообразно использовать хорошо проверенные временем оптоволоконную или CAN-BAS технологии. В качестве топологии проводного соединения в зависимости от расстояния между сегментами и количества сегментов наиболее подходят схемы типа «звезда», «шина», «звезда-шина» (рис. 6). Использование беспроводных технологий передачи данных типа расширенный Wi-Fi ограничено числом сегментов и расстоянием между ними.

Такая 3-х уровневая схема целесообразна к применению в одной из ключевых систем управления движением КТС – в системе рулевого управления (РУ).

Работа системы РУ начинается с момента формирования КТС, а именно – с момента погрузки, когда отдельные сегменты и сегментные группы будущего КТС подгоняются под

все опорные точки стоящего на поддонах объекта. Задача погрузки состоит в том, чтобы опорные точки объекта совпали с центрами тяжести подгоняемых под них сегментов и сегментных групп, при этом от сегментов и сегментных групп не требуется строгого геометрического расположения между собой.

У каждого единичного сегмента 3-х уровневой системы на его крайних, расположенных по диагонали опорах (например, на передней левой и на задней правой) располагаются приемопередатчики (ПП) глобальной системы геопозиционирования, такой как GPS, ГЛОНАСС и другие. В специальном исполнении данные ПП определяют местоположение крайних опор с точностью до нескольких сантиметров. После расстановки всех модулей под опорными точками объекта выбирается сегмент (сегментная группа), который в дальнейшем будет командным (на нем устанавливается ЦК). Устанавливается и проверяется связь (проводная, беспроводная) между ЦК всеми СК.

По команде с ЦК включаются ПП на всех сегментах и определяют глобальное местоположение каждого сегмента и каждой его опоры. На сенсорном экране ЦК высвечивается схема расположения каждого сегмента и всех его опор. Чтобы от глобальной системы координат перейти к локальной неподвижной

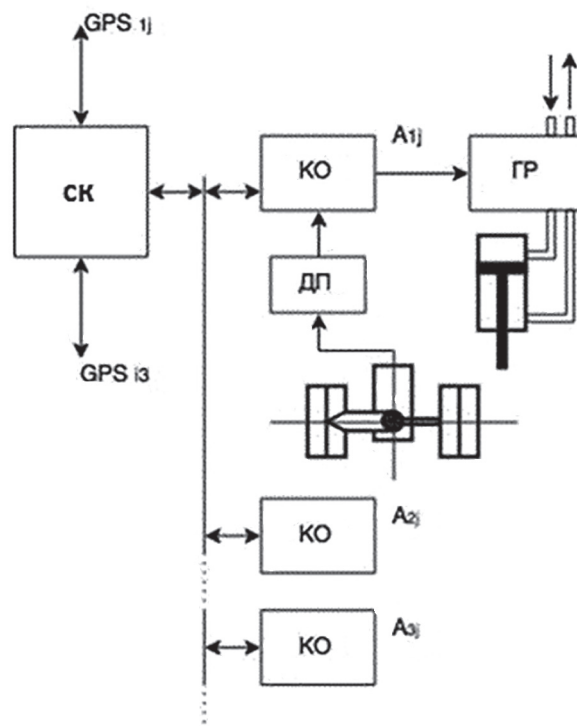


Рис. 5. Схема низшего и среднего уровней управления КТС

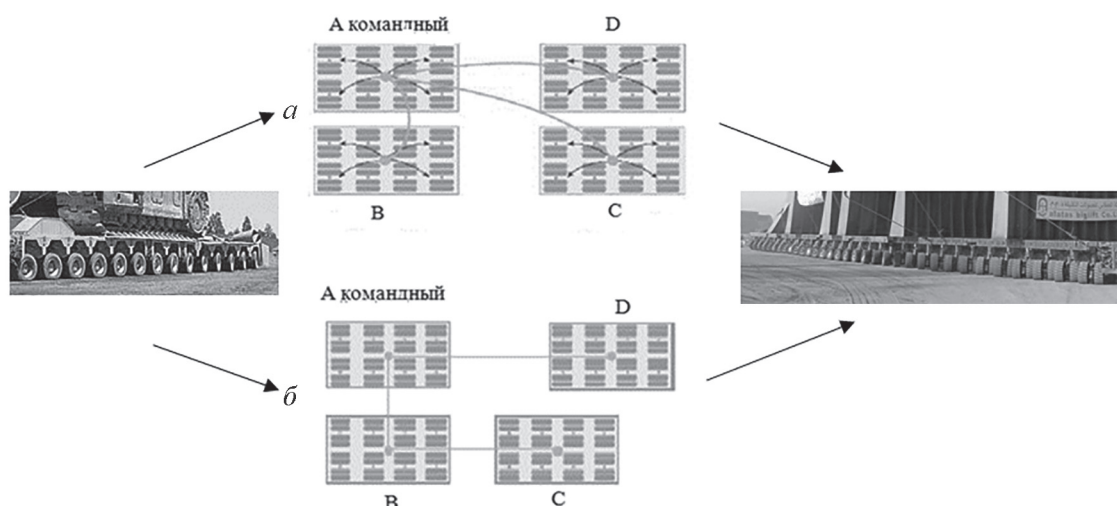


Рис. 6. Схемы межсегментной связи КТС [1–4]:

а – схема «Звезда»; б – схема «Шина-Звезда»

системе координат, необходимо на сенсорном экране задать два базовых контура (базу) КТС (например, его передний и левый габаритные контуры). Пересечение этих контуров будет являться началом локальной системы координат (см. рис. 7), где ось X – это продолжение одного из боковых контуров вновь скомпонованного КТС, а ось Y – продолжение переднего контура данного КТС.

На сенсорном экране ЦК обозначается координата точки центра тяжести перевозимого объекта (точка Q) и через нее вдоль бокового базового контура строится продольная ось КТС.

По команде инициализации, поступающей с ЦК, все колесные опоры поворачиваются вдоль оси КТС вне зависимости от положения

сегментов КТС относительно друг друга. Углы поворота всех опор КТС при этом считаются равным нулю и отсчет углового положения любой опоры КТС начинают от данного.

В эту локальную систему координат ЦК переводит координаты всех колесных опор. Для программы руления «криволинейное движение» оператором вводятся следующие дополнительные данные: L – длина КТС; $L(n)$ – координата полюса поворота; $B(k)$ – расстояние от опоры k -го модуля до продольной оси.

Радиус поворота R , который определяет углы поворота опор относительно продольной оси КТС и полюса поворота O , задается оператором с помощью рулевого колеса или джойстика на пульте управления ЦК.

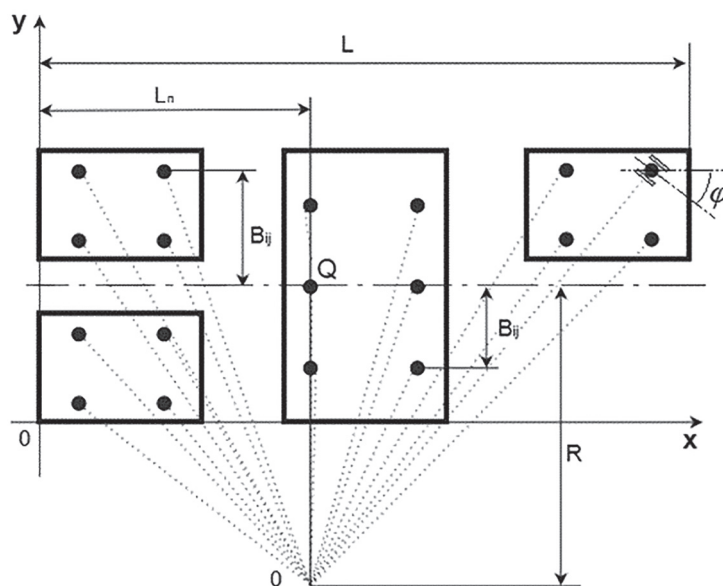


Рис. 7. Схема поворота опор КТС

На отдельных участках дороги после полной остановки КТС с целью повышения его маневренности оператор может изменить координату полюса поворота $L(p)$, что изменит конфигурацию (коридор) поворота.

Угол поворота каждой колесной опоры на каждом элементарном сегменте рассчитывается сегментным контроллером по формуле [5]:

$$\varphi_{ij}^k = \arctg\left(\frac{L_{(n)}}{R \pm B_{ij}^k}\right), \quad (1)$$

где k – наименование (номер) элементарного сегмента; i – номер опоры левого ряда элементарного сегмента; j – номер опоры правого ряда элементарного сегмента.

Рассчитанный на СК угол поворота опоры подается на каждый КО в качестве задающего воздействия.

ЦК периодически связывается с ПП всех сегментов с целью мониторинга конфигурации КТС. Если деформирование параметров конфигурации превышает допустимые пределы, ЦК включает режим аварийного прерывания и останавливает КТС для контроля и диагностики.

Рулевая программа «криволинейное движение» является основной программой руления КТС при перемещении грузового объекта от места его сборки до места финальной установки. Некоторые из компоновок КТС несимметричны (рис. 8), но это не является препятствием для эффективного управления ими.

В местах погрузки и разгрузки КТС целесообразно применять рулевые программы позиционирования такие как, «параллельное

движение», «диагональное движение», «карусельное движение» и т.д., что требует отдельного исследования.

Выводы

Практический интерес к использованию КТС определен возможностью перемещения и точной установки крупногабаритных тяжелых объектов за счет большой грузоподъемности и высокой маневренности КТС. В этой связи имеется ряд практических задач, связанных с анализом и улучшением режимов работы систем управления движением КТС. Одно из перспективных направлений развития темы КТС заключается в разработке оригинальных универсальных алгоритмов управления движением КТС, направленных на повышение грузоподъемности, управляемости, устойчивости и безопасности КТС. Данное направление активно развивается на кафедре «Электрооборудование и промышленная электроника» Московского политехнического университета, в том числе в рамках проводимых НИР и ОКР [10], а также проектной деятельности и стажировок студентов [11–12].

Литература

1. Камитов М.С. Анализ существующих компоновочных схем многоосных полноприводных грузовых автомобилей и возможные способы совершенствования их конструкции. Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2014. № 2 (2). С. 13.
2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М: Машиностроение. 1989. 140 с.
3. Варламов Д.О., Лавриков А.А. Моделирование устройства балансировки с дросселями в режиме перераспределения энергии для литий-ионной аккумуляторной батареи // Известия МГТУ МАМИ. 2013, Т. 1. № 2 (16). С. 168–174.
4. Варламов Д.О., Еременко В.Г., Лавриков А.А. Моделирование устройства балансировки с рассеивающими резисторами для литий-ионной аккумуляторной батареи // Практическая силовая электроника. 2013. № 4 (52). С. 43–47.
5. Варламов Д.О., Еременко В.Г., Лавриков А.А. Моделирование устройства балансировки напряжений с коммутируемым конденсатором на каждую пару последовательно соединенных LI-ION аккумуляторов в программе PSPICE // Практическая силовая электроника. 2015. № 1 (57). С. 41–45.
6. Малеев Р.А., Зуев С.М., Гребенчиков Н.П., Лавриков А.А. Исследование режимов работы емкостных накопителей энергии в системах пуска

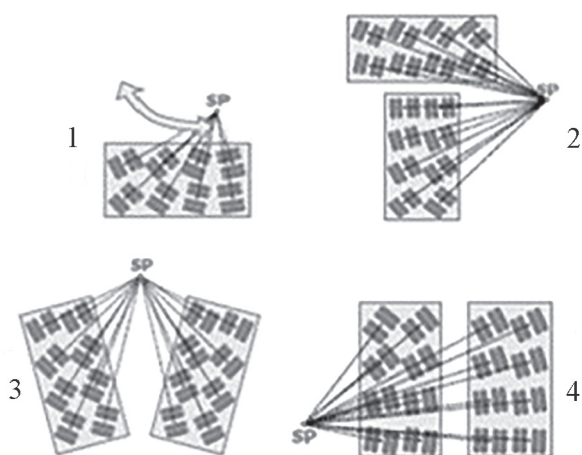


Рис. 8. Варианты конфигураций КТС с регулируемым полюсом поворота [1]:

- 1 – КТС с изменяемым полюсом поворота;
- 2 – Т-образное КТС;
- 3 – V-образное КТС;
- 4 – параллельное КТС

автомобильного двигателя // Известия МГТУ МАМИ. 2019. № 1 (39). С. 29–34.

7. Зуев С.М., Шматов Ю.М., Малеев Р.А., Хортов В.П., Лавриков А.А., Варламов Д.О. Электрооборудование и электроника автомобилей в основных терминах с их объяснением на русском и английском языках. Учебный справочник. М.: Московский Политех, 2017. 196 с. Индекс РИНЦ. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32404644>
 8. Шматов Ю.М., Зуев С.М., Лавриков А.А. Исследование работы системы электростартерного пуска транспортных средств. Методические указания. М.: Московский Политех, 2017. 20 с. Индекс РИНЦ. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29259638>
 9. Зуев С.М., Шматов Ю.М., Малеев Р.А., Хортов В.П., Лавриков А.А., Варламов Д.О. Система управления бензиновым двигателем транспортных средств. Учебное пособие. Под общ. ред. С.М. Зуева. М.: Московский Политех, 2019. 120 с. Индекс РИНЦ. <https://elibrary.ru/item.asp?id=37606126>
 10. Акимов А.В., Варламов Д.О., Зуев С.М. Конструкция, описание работы и проведение диагностики системы электростартерного пуска современных транспортных средств. Учебное пособие. М.: Московский Политех, 2017. 52 с. Индекс РИНЦ. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29263865>
 11. Зуев С.М., Лавриков А.А., Зуева Т.М. О внутри-вузовской проектной деятельности в современных российских условиях. *Colloquium-journal*. 2018. № 9–4 (20). С. 19–26. Индекс РИНЦ. <https://elibrary.ru/item.asp?id=35669937>
 12. Зуев С.М., Лавриков А.А., Зуева Т.М. К вопросу оптимизации процесса стажировки иностранных студентов в современном российском ВУЗе. Евразийский Союз Ученых (ЕСУ). 2019. № 2 (59). С. 19–27. DOI: 10.31618/ESU.2413-9335.2019.5.59.19–27.
- References**
1. Kamitov M.S. Analysis of existing layout schemes of multi-axle all-wheel drive trucks and possible ways to improve their design. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2014. No 2(2), pp. 13 (in Russ.).
 2. Aksenov P.V. *Mnogoosnyye avtomobili* [Multi-axle vehicle]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1989. 140 p.
 3. Varlamov D.O., Lavrikov A.A. Modeling a balancing device with throttles in power redistribution mode for a lithium-ion battery. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2013. Vol. 1. No 2 (16), pp. 168–174 (in Russ.).
 4. Varlamov D.O., Eremenko V.G., Lavrikov A.A. Simulation of a balancing device with dissipating resistors for a lithium-ion battery. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2013. No 4 (52), pp. 43–47 (in Russ.).
 5. Varlamov D.O., Eremenko V.G., Lavrikov A.A. Simulation of a voltage-balancing device with a switched capacitor for each pair of series-connected LI-ION batteries in the PSPICE program. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2015. No 1 (57), pp. 41–45 (in Russ.).
 6. Maleev R.A., Zuev S.M., Grebenchikov N.P., Lavrikov A.A. Study of the operating modes of capacitive energy storage in the starting systems of a vehicle engine. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2019. No 1(39), pp. 29–34 (in Russ.).
 7. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Hortov V.P., Lavrikov A.A., Varlamov D.O. *Elektrooborudovanie i elektronika avtomobilej v osnovnyh terminah s ih ob'yasneniem na russkom i anglijskom yazykah. Uchebnyj spravochnik* [Electrical equipment and electronics of automobiles in basic terms with their explanation in Russian and English. Training Reference]. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 196 p. Indeks RINC. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32404644>
 8. SHmatkov YU.M., Zuev S.M., Lavrikov A.A. *Issledovanie raboty sistemy elektrostarternogo puskа transportnyh sredstv. Metodicheskie ukazaniya* [Study of the operation of the electric start system of vehicles. Guidelines]. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 20 p. Indeks RINC. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29259638>
 9. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Hortov V.P., Lavrikov A.A., Varlamov D.O. *Sistema upravleniya benzinovym dvigatelem transportnyh sredstv. Uchebnoe posobie* [Vehicle gasoline engine control system. Tutorial]. Pod obshch. red. S.M. Zueva. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2019. 120 p. Indeks RINC. <https://elibrary.ru/item.asp?id=37606126>
 10. Akimov A.V., Varlamov D.O., Zuev S.M. *Konstrukciya, opisanie raboty i provedenie diagnostiki sistemy elektrostarternogo puskа sovremennyh transportnyh sredstv. Uchebnoe posobie* [Design, description of work and diagnostics of the electric start system of modern vehicles. Tutorial]. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 52 p. Indeks RINC. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29263865>
 11. Zuev S.M., Lavrikov A.A., Zueva T.M. Intra-university project activities in modern Russian conditions. *Colloquium-journal*. 2018. No 9–4 (20), pp. 19–26 (in Russ.). Indeks RINC. <https://elibrary.ru/item.asp?id=35669937>
 12. Zuev S.M., Lavrikov A.A., Zueva T.M. Optimizing the process of internship of foreign students in a modern Russian university. *Evrazijskij Soyuz Uchenykh (ESU)*. 2019. No 2 (59), pp. 19–27 (in Russ.). DOI: 10.31618/ESU.2413-9335.2019.5.59.19–27.

THE TECHNOLOGY OF TRANSPORTATION OF LARGE INDIVISIBLE UNITS FOR INDUSTRIAL FACILITIES

PhD in Engineering **S.M. Zuev**, **A.A. Lavrikov**, PhD in Engineering **R.A. Maleev**, YU.M. SHmatkov
Moscow polytechnic University, Moscow, Russia
eope@mospolytech.ru

The article describes the method of transportation of large indivisible units of industrial facilities of any configuration. The method consists in the use for transportation of combined vehicles (CV), which are assembled from individual transport segments. Segments can be self-propelled and non-self-propelled, can have different load capacities and be not mechanically connected to each other. Coordinated movement of such CV is possible only with the coordinated operation of CV motion control systems, such as: steering, transmission control, cargo platform control, segment energy balance management. On the example of the steering system of the CV, the operating principle and structure of a three-level control system of the CV are considered. Connection between level controllers is carried out using wired or wireless technologies. Fiber optic or CAN-BAS technology can be used as wired. As the topology of the wired connection, the most suitable are the star-type, bus-type, and star-and-bus-type circuits. Advanced Wi-Fi is an example of a wireless technology for transferring data between segments of the CV. The operation of the steering system begins from the moment the CM is formed, namely, at the time of loading, when individual segments of the future CM are adjusted to all reference points of the object standing on the pallets. The loading task is to ensure that the reference points of the object coincide with the centers of mass of the segments and segment groups adjusted for them, which do not require a strict geometric arrangement between themselves. On board of each unit segment of a 3-level system transceivers of the global geographic system are located, among them there are GPS, GLONASS and others. Such software determines the location of individual segments of the CV with an accuracy of several centimeters. After arranging all the modules under the reference points of the object, a command segment is assigned (where the central controller is installed). The connection (wired, wireless) between the system level controllers is established and tested. CV is controlled by a central controller. High requirements for the quality and availability of industrial facilities require manufacturers to perform most of the work in the factory. This allows to maximize the capabilities of high factory technology, the proximity of the location of warehouses and communications.

Keywords: combined vehicle, bulky object, transport segment, cargo platform, control system, maneuverability, controller, steering program.

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗИНОВОЙ ШИНЫ ОДНОСКАТНОГО ОПОРНОГО КАТКА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

д.т.н. Коростелев С.А., Медведев Ю.В.

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, Барнаул, Россия
megapalestiner@gmail.com

В работе рассмотрен процесс взаимодействия внешней резиновой шины односкатного опорного катка гусеничного движителя с беговой дорожкой звеньев, расположенных на опорной ветви обвода. Рассмотрены три случая нагружения опорного катка: ось катка параллельна плоскости беговой дорожки звена; плоскость беговой дорожки расположена под углом относительно оси катка; переезд через единичное препятствие. Для указанных случаев выполнен расчет напряженно-деформированного состояния внешней шины опорного катка. Для описания механических свойств резины применяется упругий потенциал Трелоара. Металлические части катка представляются как абсолютно жесткое тело. Внешняя шина жестко соединена с металлической частью катка. Учитывается влияние сил трения на перемещение поверхности резины в области контакта с трактом. Рассматриваемая задача решается в цилиндрической системе координат. Численное решение осуществляется методом конечных элементов. В результате расчета получены поля перемещений, деформации, напряжений и удельной энергии деформации, давление в области контакта шины и беговой дорожки звена, а также характеристики радиальной жесткости резиновой шины опорного катка гусеничного движителя. Проведенные исследования показали, что при взаимодействии шины с беговой дорожкой, расположенной под углом относительно оси катка, ее жесткость снижается для угла наклона звена 1° – в 1,04 раза, при 3° – в 1,18, а при 4° – в 1,39 раза. При переезде единичного препятствия жесткость шины уменьшается в 1,75 раза. Концентрация удельной энергии деформации, которая является критерием усталостной прочности резины, предполагается для всех трех случаев нагружения в одних и тех же областях. Максимальные значения удельной энергии деформации увеличиваются в 1,49 раза для угла наклона беговой дорожки 1° и в 3,85 раза для угла наклона 4° . При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации увеличивается в 2,3 раза.

Ключевые слова: гусеничный движитель, опорный каток, внешняя шина, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Гусеничные машины получили широкое применение в различных сферах деятельности. Совокупность условий и режимов эксплуатации гусеничных машин в сочетании с конструктивными особенностями гусеничного движителя, большими массами и моментами инерции рычагов, балансиров, опорных катков и гусеничной цепи приводит к высоким динамическим нагрузкам, действующим на элементы гусеничного движителя.

Одним из высоконагруженных элементов гусеничного движителя является опорный каток, который при качении по полотну гусеничной цепи подвергается значительным динамическим нагрузкам, вызванным звенчатостью

цепи, неровностью опорной поверхности пути и колебаниями корпуса гусеничной машины.

В конструкциях быстроходных гусеничных машин для снижения динамических нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя (беговую дорожку трака и каток), применяют опорные катки с внешней ошиновкой, что позволяет повысить срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, снизить шум и вибрации. Особенно проявляется это преимущество при движении на транспортных режимах с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и бульжику [1].

Однако условия работы резиновых шин достаточно тяжелые [1, 2]. При качении опорного катка по гусеничному полотну резиновая шина

испытывает значительные деформации, которые носят циклический характер, в результате происходит саморазогрев резины, что приводит к термомеханическому разрушению [3, 4]. Кроме того, внешняя шина подвержена износу и не защищена от воздействия агрессивной среды (озона, солнечных лучей, масел) и инородных предметов.

Расширение области применения гусеничных машин [5–8], повышение требований [9] к долговечности элементов гусеничного движителя с одновременным ростом удельных нагрузок и стремление к снижению металлоемкости вынуждает конструкторов осуществлять поиск новых конструктивных решений.

Долговечность опорного катка лимитируется, в первую очередь, долговечностью внешней резиновой шины. Методы прогнозирования долговечности силовых резиновых элементов основываются на различных подходах к решению проблемы долговечности. Прочность резиновых элементов зависит от целого ряда факторов, таких как время воздействия нагрузки, характер ее изменения, температуры, физических и химических свойств эластомера, влияние окружающей среды и т.д.

Для оценки усталостной выносливости резин от механического воздействия при сложном режиме нагружения применяют зависимости, в основе которых лежит энергетический критерий – удельная энергия деформации, которая является наиболее точным и универсальным критерием усталостной прочности [10, 11]. Общее критериальное соотношение для описания зависимости усталостной выносливости от

энергии деформации в изотермических условиях определяется выражением [10, 11]:

$$N = (W_p / W)^{n_w}, \quad (1)$$

где N – количество циклов нагружения до разрушения; n_w – коэффициент усталостной выносливости резины; W_p – работа разрушения при однократном нагружении; W – удельная энергия деформации при циклическом нагружении.

Таким образом, для оценки работоспособности внешней шины необходимо знать ее напряженно-деформированное состояние.

Целью работы является определение напряженно-деформированного состояния (НДС), а именно удельной энергии деформации и характеристик радиальной жесткости внешней шины односкатного опорного катка гусеничного движителя для различных условий взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной цепи, характерных для эксплуатации гусеничной машины.

Методика определения НДС внешней шины опорного катка гусеничного движителя

В настоящей работе определяется НДС внешней шины односкатного опорного катка гусеничного движителя (рис. 1) для трех случаев взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной цепи.

Первый случай – движение гусеничной машины по горизонтальной поверхности пути, т.е. рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины опорного катка с абсолютно жесткой недеформируемой плоско-

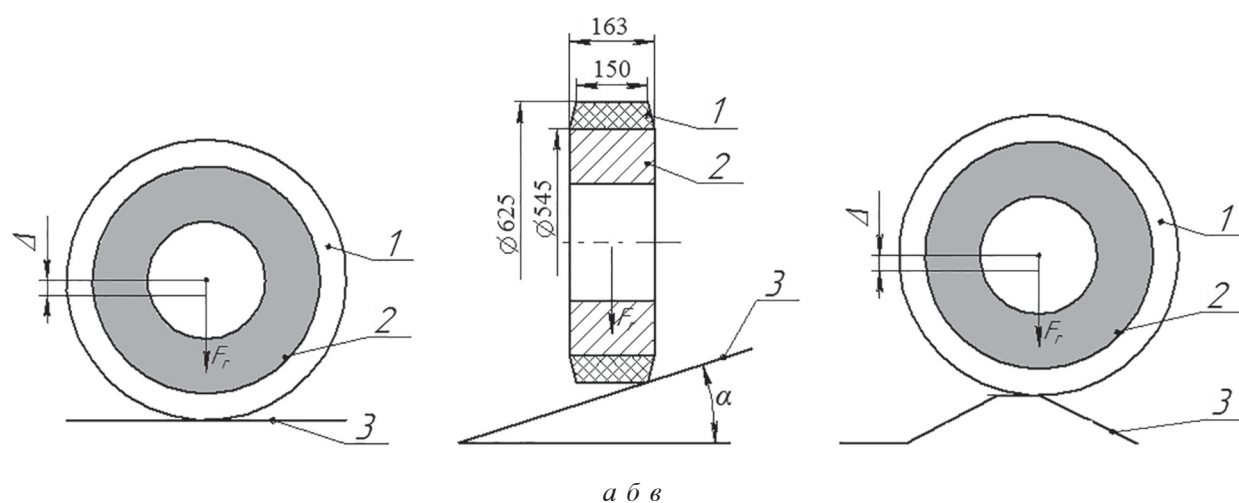


Рис. 1. Расчетные схемы нагружения резиновой шины опорного катка:

1 – внешняя шина опорного катка, 2 – ступица опорного катка, 3 – беговая дорожка

стью беговой дорожки, ось цилиндра параллельна плоскости (рис. 1, *а*).

Второй случай – наезд гусеницы (трака) на единичное препятствие, приводящий к повороту трака относительно продольной оси гусеничного полотна, т.е. рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с наклонной плоскостью, ось цилиндра располагается под углом относительно плоскости (рис. 1, *б*).

И третий случай – переезд гусеничной машины через единичное препятствие, приводящий к повороту траков относительно осей шарниров. В этом случае рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с поверхностью, образованной двумя траками (рис. 1, *в*).

В связи с тем, что внешняя шина опорного катка является телом вращения, рассматриваемая задача решается в цилиндрической системе координат [12, 13]. Металлические части катка представляются как абсолютно жесткое тело. Внешняя шина жестко соединена с металлической частью катка.

Резиновая шина испытывает сложное НДС, поэтому энергия деформации определяется с помощью потенциала Треска [11, 12, 14]:

$$W = C_1(I_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2, \quad (2)$$

где W – удельная энергия деформации; I_1 – первый инвариант тензора меры деформации; C_1 , D_1 – постоянные материала ($C_1 = 2,15$ МПа, $D_1 = 0,0047$ МПа⁻¹); J – определитель градиента деформации. Значения C_1 и D_1 соответствуют значению модуля упругости $G = 4,3$ МПа и коэффициенту Пуассона 0,495.

Для всех трех случаев учитывается влияние сил трения на перемещение поверхности резины в области контакта с траком. Численное решение задачи выполняется с помощью метода конечных элементов.

Для получения характеристик радиальной жесткости резиновой шины опорного катка выполнялась серия расчетов с различными значениями радиальной силы и определялось соответствующее ей смещение оси опорного катка.

Результаты оценки НДС внешней шины опорного катка гусеничного движителя

Во время движения гусеничной машины взаимодействие упругого цилиндра внешней шины опорного катка с беговой дорожкой, когда ось

катка параллельна плоскости беговой дорожки (рис. 1, *а*) является одним из возможных идеализированных вариантов взаимодействия шины и трака, который может быть реализован в некоторый момент времени движения.

Радиальная жесткость внешней шины опорного катка для расчетной схемы рис. 1, *а* имеет нелинейную характеристику, которая обусловлена в первую очередь геометрической нелинейностью, т.к. процесс деформирования сопровождается изменением геометрии шины и увеличением пятна контакта (изменением кинематических граничных условий). Указанные обстоятельства приводят к увеличению радиальной жесткости шины при увеличении осадки катка (рис. 2).

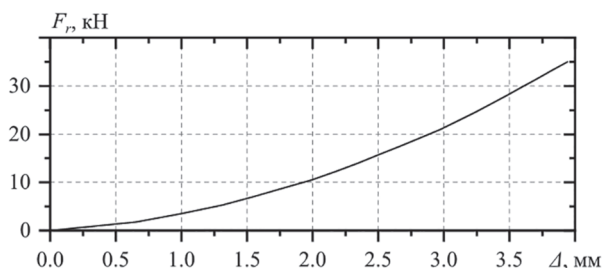


Рис. 2. Характеристика радиальной жесткости шины (расчетная схема рис. 1, *а*)

Удельная энергия деформации резины, определяемая выражением (2) и являющаяся критерием усталостной прочности резины (1), достигает максимальных значений в областях 1 и 2 (рис. 3) в сечении резиновой шины опорного катка, проходящем через центр пятна контакта. Максимальное значение удельной энергии деформации в этих областях достигает 108 кДж/м³. В центральной части сечения удельная энергия деформации достигает 98 кДж/м³. В сочетании с низким теплоотводом от центральной области это способствует повышению температуры в центральной части сечения при циклическом деформировании.

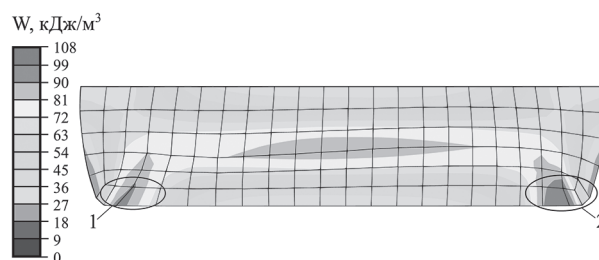


Рис. 3. Удельная энергия деформации (расчетная схема рис. 1, *а*)

Давление (рис. 4), действующее в контакте шины опорного катка с беговой дорожкой, достигает максимальных значений (2,75 МПа) в сечении, проходящем через центр пятна контакта в центральной части, а также на некотором расстоянии от крайних точек контакта напротив областей 1 и 2, указанных на рис. 3. Процесс взаимодействия резиновой шины с беговой дорожкой сопровождается деформированием шины и перемещением поверхности

силы 17,5 кН при угле наклона звена 1° жесткость шины в 1,04 раза, при 3° – в 1,18, а при 4° – в 1,39 раза меньше, чем жесткость при взаимодействии шины с горизонтально расположенной беговой дорожкой. Низкая радиальная жесткость шины при увеличении угла наклона звена для нагрузок менее 2,5 кН объясняется тем, что не вся поверхность шины опорного катка вошла в соприкосновение с беговой дорожкой звена.

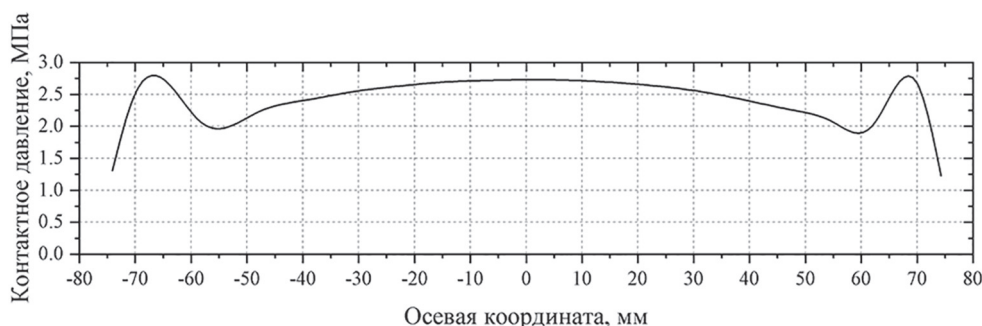


Рис. 4. Эпюра контактного давления (расчетная схема рис. 1, а)

шины относительно беговой дорожки в осевом направлении. Максимальное перемещение совершают крайние точки контакта шины и беговой дорожки, а поверхность шины в центральной части контакта в осевом направлении не перемещается. Учитывая вышесказанное, наибольшую работу силы трения, действующие в контакте шины и беговой дорожки, совершают на части поверхности шины, расположенной в областях 1 и 2 (рис. 3), т.е. в этих областях резина подвергается наибольшему усталостному износу.

В общем случае движения вследствие технологических отклонений, геометрических свойств поверхности пути и физико-механических свойств грунта [15] ось опорного катка расположена не параллельно плоскости беговой дорожки звеньев, находящихся на опорной ветви обвода, т.е. для определения НДС резиновой шины необходимо рассматривать расчетную схему (рис. 1, б).

При взаимодействии опорного катка с наклонной беговой дорожкой (рис. 1, б) радиальная жесткость шины снижается (рис. 5). Характеристика радиальной жесткости шины, как и в предыдущем случае, является нелинейной. Радиальная жесткость шины для нагрузок, характерных для эксплуатации (от 15 до 25 кН) в рассмотренном диапазоне изменения угла наклона звена относительно оси опорного катка (от 0° до 4°), уменьшается. Так для радиальной

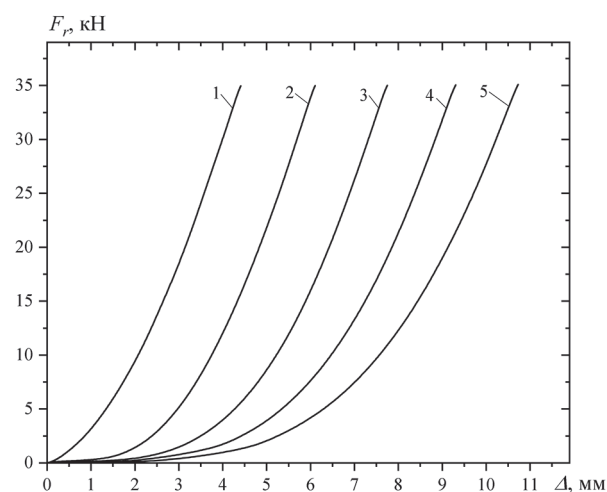


Рис. 5. Характеристики радиальной жесткости шины (расчетная схема рис. 1, б):
угол наклона беговой дорожки:
1 – 0° , 2 – 1° , 3 – 2° , 4 – 3° , 5 – 4°

При взаимодействии шины опорного катка с наклонной беговой дорожкой резина подвергается большим деформациям, что приводит к увеличению удельной потенциальной энергии деформации, интенсивному накоплению повреждений и снижению долговечности шины. Концентрация удельной энергии деформации наблюдается в тех же областях, что и при взаимодействии шины с горизонтально расположенной беговой дорожкой. Максимальные значения удельной энергии деформации уве-

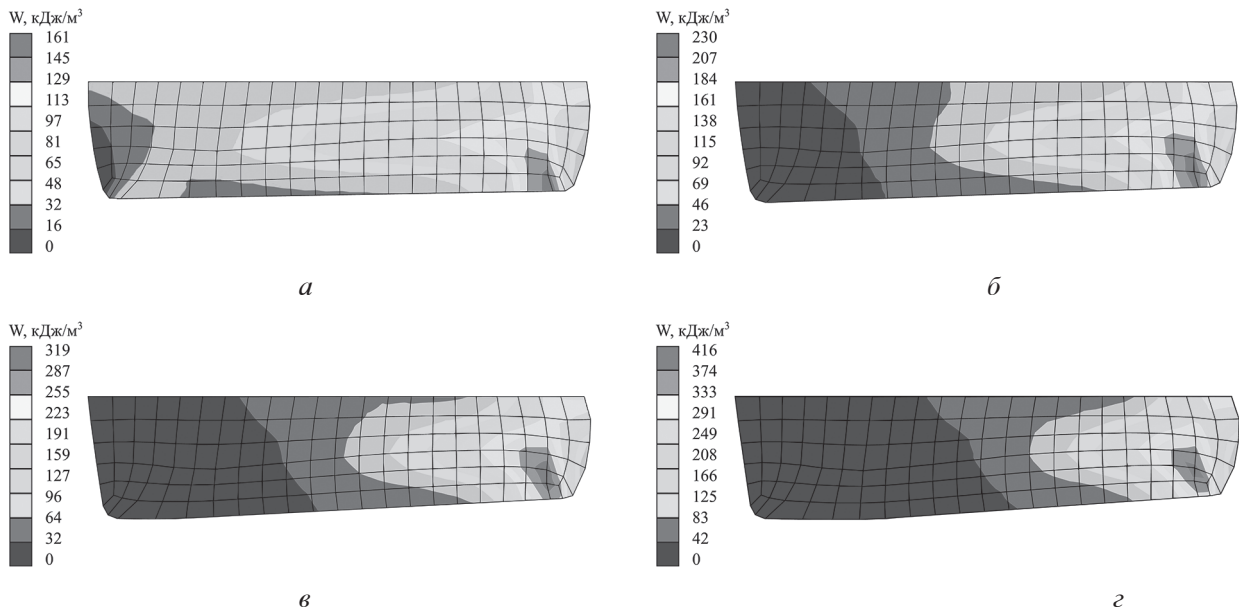


Рис. 6. Удельная энергия деформации (расчетная схема рис. 1, б):
угол наклона беговой дорожки: а – 1°, б – 2°, в – 3°, г – 4°

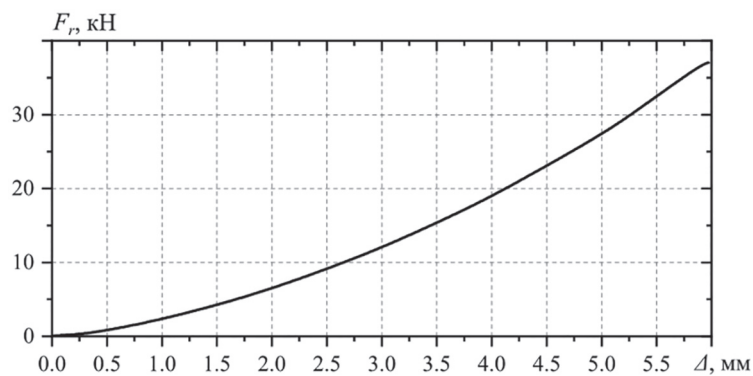


Рис. 7. Характеристика радиальной жесткости шины (расчетная схема рис. 1, в)

личиваются при угле наклона беговой дорожки звена относительно оси опорного катка: 1° – в 1,49 раза; 2° – в 2,13 раза; 3° – в 2,95 раза; 4° – в 3,85 раза (рис. 6).

При переезде единичного препятствия (рис. 1, в) площадь контакта шины опорного катка с поверхностью беговой дорожки уменьшается, в результате чего снижается ее радиальная жесткость. Для рассматриваемой конструкции снижение радиальной жесткости при нагрузках, характерных для эксплуатации гусеничной машины, составляет 1,75 раза (рис. 7).

Снижение радиальной жесткости при переезде через единичное препятствие приводит к увеличению деформации резины и возрастанию удельной энергии деформации (рис. 8). Концентрация удельной энергии деформации для этого случая взаимодействия шины опор-

ного катка с беговой дорожкой звеньев (расчетная схема рис. 1, в) наблюдается в областях 1 и 2, и в центре сечения шины (рис. 8). Т.е. в тех же областях, что и для расчетной схемы рис. 1, а. Максимальное значение удельной энергии деформации увеличивается в 2,3 раза (рис. 8).

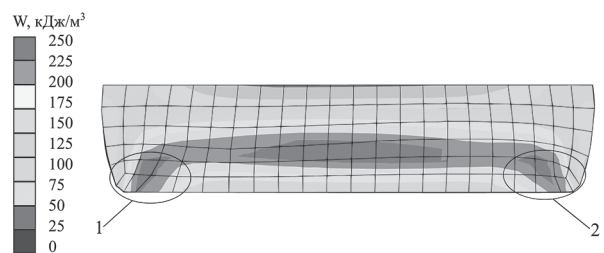


Рис. 8. Удельная энергия деформации
(расчетная схема рис. 1, в)

Выводы

Проведенные исследования показали, что удельная энергия деформации, являющаяся критерием усталостной прочности резины, достигает максимальных значений в областях, расположенных в сечении резиновой шины опорного катка, проходящем через центр пятна контакта, на расстоянии 4–6 мм от крайней точки контакта у поверхности, расположенной на внешнем диаметре шины. Максимальное значение удельной энергии деформации при взаимодействии шины с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена в этих областях достигает 108 кДж/м³. Максимальные значения удельной энергии деформации увеличиваются в 1,49 раза для угла наклона беговой дорожки 1° и в 3,85 раза для угла наклона 4°. При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации увеличивается в 2,3 раза. Концентрация удельной энергии деформации располагается для всех трех случаев нагружения в одних и тех же областях.

Жесткость шины опорного катка при взаимодействии с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена больше жесткости при взаимодействии шины с беговой дорожкой, расположенной под углом относительно оси катка, для угла наклона звена: 1° – в 1,04 раза, при 3° – в 1,18, а при 4° – в 1,39 раза. При переезде единичного препятствия жесткость шины уменьшается в 1,75 раза.

Литература

1. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
3. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И. Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т. 1. № 1 (15). С. 73–78.
4. Семенов В.К., Белкин А.Е., Весселов И.В. Экспериментальное исследование контакта, сопротивления качению и саморазогрева массивной шины при обкатке на барабанном стенде // Инженерный вестник. 2014. № 12. С. 2. (<http://engbul.bmstu.ru/doc/749908.html>)
5. Баженов Е.Е., Буйначев С.К., Кручинин И.Н. Сочлененные транспортные и технологические системы. Екатеринбург: УрФУ, 2010. 256 с.
6. Водченко О.П. Экономичный автоматизированный гусеничный движитель ADAPTIV для промышленных суперкомплексов // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2012. Т. 1. С. 180–189.
7. Домнин В.Б., Неволин В.М., Бесчастный А.В. Карьерный гусеничный самосвал для глубоких горизонтов карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2008. № 9. С. 123–129.
8. Мониин И.А., Наумов В.Н., Харитонов С.А. Применение гусеничных грузовых машин для военных и гражданских грузоперевозок в современных технико-экономических условиях // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 10 (22). С. 47. (URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/975.html>).
9. Платонов В.Ф., Белоусов А.Ф., Олейников Н.Г., Карцев Г.И. Гусеничные транспортеры-тягачи. М.: Машиностроение, 1978. 351 с.
10. Хромов М.К. О критерии усталостной выносливости резин в условиях сложноподвижного состояния // Каучук и резина. 1983. № 1. С. 37–39.
11. Хромов М.К. О закономерностях изменения усталостной выносливости резин // Каучук и резина. 1983. № 6. С. 29–38.
12. Коростелев С.А. Определение напряженно-деформированного состояния резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка гусеничного движителя // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 2(4). С. 793–798.
13. Медведев Ю.В., Коростелев С.А., Корнев Н.С. Анализ напряженно-деформированного состояния резинового элемента поддерживающего ролика гусеничного движителя // Ползуновский альманах. 2017. № 3. Т. 1. С. 85–88.
14. Mooney M. A theory of large elastic deformation, Journal of Applied Physics, 1940, 11 (9), pp. 582–592.
15. Абызов А.А., Березин И.Я., Садаков О.С. Применение метода имитационного моделирования испытаний к расчету ресурса ходовой части транспортных машин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2006. Вып. 8. № 11 (66). С. 122–129.

References

1. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov YU.P., Harchenko A.P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
2. SHaripov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie, 2009. 752 p.

3. Derzhanskij V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I. Stabilization of thermal tension tires of track rollers tracked vehicles. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. Vol. 1. No 1 (15), pp. 73–78 (in Russ.).
4. Semenov V.K., Belkin A.E., Veselov I.V. Experimental study of contact, rolling resistance and self-heating of a massive tire during run-in on a drum stand. *Inzhenernyj vestnik*. 2014. No 12, pp. 2 (in Russ.). (<http://engbul.bmstu.ru/doc/749908.html>)
5. Bazhenov E.E., Bujnachev S.K., Kruchinin I.N. *Sochlenennyye transportnye i tekhnologicheskie sistemy* [Jointed transport and technological systems]. Ekaterinburg: UrFU Publ., 2010. 256 p.
6. Vodchenko O.P. ADAPTIV Cost-Effective Automated Crawler Mover for Industrial Supercomplexes. *Modernizatsiya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse*. 2012. Vol. 1, pp. 180–189 (in Russ.).
7. Domnin V.B., Nevolin V.M., Beschastnyj A.V. Career track crawler dump truck for deep horizons of quarries. *Gornyy informacionno-analiticheskij byulleten'*. 2008. No 9, pp. 123–129 (in Russ.).
8. Monin I.A., Naumov V.N., Haritonov S.A. The use of tracked trucks for military and civilian cargo transportation in modern technical and economic conditions. *Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii*. 2013. No 10 (22), pp. 47 (in Russ.). (URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/975.html>).
9. Platonov V.F., Belousov A.F., Olejnikov N.G., Karcev G.I. *Gusenichnye transportery-tyagachi* [Crawler conveyors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 351 p.
10. Hromov M.K. Criteria for fatigue endurance of rubbers in conditions of difficult stress. *Kauchuk i rezina*. 1983. No 1, pp. 37–39 (in Russ.).
11. Hromov M.K. Patterns of change in fatigue endurance of rubber. *Kauchuk i rezina*. 1983. No 6, pp. 29–38 (in Russ.).
12. Korostelev S.A. Determination of the stress-strain state of the rubber elements of the internal depreciation of the track roller of the caterpillar driving machine. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*. 2015. Vol. 17. No 2 (4), pp. 793–798 (in Russ.).
13. Medvedev YU.V., Korostelev S.A., Kornev N.S. Analysis of the stress-strain state of the rubber element of the support roller of the caterpillar mover. *Polzunovskij al'manah*. 2017. No 3. Vol. 1, pp. 85–88 (in Russ.).
14. Mooney M. A theory of large elastic deformation, *Journal of Applied Physics*. 1940. 11 (9), pp. 582–592.
15. Abyzov A.A., Berezin I.YA., Sadakov O.S. Application of the simulation test method to calculating the suspension lifecycle of transport vehicles. *Vestnik YUUrGU. Seriya «Mashinostroenie»*. 2006. Vyp. 8. No 11 (66), pp. 122–129 (in Russ.).

ASSESSMENT OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE RUBBER TIRE OF A SINGLE-SLOPE TRACK DRIVING MACHINE

DSc in Engineering **S.A. Korostelev, YU.V. Medvedev**
Polzunov Altai State Technical University, Barnaul, Russia
megapalestiner@gmail.com

The paper considers the interaction process of an external rubber tire of a single-slope track roller of a caterpillar driving machine with a treadmill of elements, located on the support branch of the contour. Three cases of loading of the support roller are considered: the axis of the roller is parallel to the plane of the treadmill of the link; the plane of the treadmill is located at an angle relative to the axis of the roller; moving through a single obstacle. For these cases, the calculation of the stress-strain state of the outer tire of the track roller. To describe the mechanical properties of rubber, the elastic potential of Treloar is used. The metal parts of the roller are presented as an absolutely rigid body. The external tire is rigidly connected to the metal part of the roller. The influence of friction forces on the movement of the rubber surface in the area of contact with the track is taken into account. The problem under consideration is solved in a cylindrical coordinate system. The numerical solution is carried out by the finite element method. As a result of the calculation, the displacement, strain, stress and specific strain energy fields, the pressure in the contact area of the tire and the treadmill of the link, as well as the radial stiffness characteristics of the rubber tire of the track roller of the caterpillar driving machine are obtained. The studies showed that when the tire interacts with a treadmill located at an angle relative to the axis of the roller, its stiffness decreases by 1,04 times for the tilt angle of the link 1° – by 1,04 times, at 3° – by 1,18 times, and at 4° – by 1,39 times. When moving a single obstacle, the tire stiffness decreases by 1,75 times. The concentration of the specific strain energy, which is a criterion for the fatigue strength of rubber, is located for all three cases of loading in the same areas. The maximum values of the specific strain energy increase by 1,49 times for a treadmill tilt angle of 1° and 3,85 times for a tilt angle of 4° . When a single obstacle moves, the maximum value of the specific strain energy increases by 2,3 times.

Keywords: caterpillar driving machine, track roller, outer tire, rubber element, stress-strain state.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАЛИЗАЦИЙ СЛУЧАЙНЫХ ФУНКЦИЙ ХАРАКТЕРИСТИК ДОРОЖНО-ГРУНТОВЫХ УСЛОВИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

К.Т.Н. Косицын Б.Б.¹, К.Т.Н. Мирошниченко А.В.², К.Т.Н. Стадухин А.А.¹

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ОКБ «Техника», Москва, Россия

kositsyn_b@bmstu.ru

Для перспективных колесных и гусеничных машин, оснащенных в том числе электромеханическими трансмиссиями, особенно остро поднимается вопрос о режимах нагружения тяговых двигателей. Существующие на данный момент статистические данные были получены для машин со ступенчатой трансмиссией и двигателем внутреннего сгорания и, соответственно, не могут применяться для рассматриваемого типа привода. В связи с этим авторами предлагается осуществлять сбор интересующих данных о нагруженности привода при помощи методов математического моделирования движения машины в статистически заданных дорожно-грунтовых условиях. В статье представлен способ формирования трасс для исследования перспективных транспортных машин такого типа. Подход основывается на моделировании (разыгрывании) протяженных реализаций параметров, описывающих взаимодействие машины с внешней средой, таких как дорожная кривизна, коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью, коэффициент сопротивления движению и угол наклона опорной поверхности. В рамках предложенного подхода считается, что взаимная корреляция между представленными параметрами отсутствует, в связи с чем розыгрыш по пути перечисленных характеристик внешних случайных функций внешних возмущений проводится по отдельности. Для моделирования реализаций дорожно-грунтовых условий применяется метод неканонических представлений, при этом качество получаемых трасс и выбор количества пространственных частот (гармоник) оценивается путем сравнения задаваемых корреляционных функций с полученными по протяженной реализации. Предложенный подход к созданию среднестатистических трасс позволяет анализировать не только машины с электромеханическим приводом, но и может использоваться для разработки других перспективных типов трансмиссий.

Ключевые слова: дорожная кривизна, движитель, опорная поверхность, сопротивление движению, корреляционная функция, протяженная реализация.

Введение

Выбор нагрузочных режимов является важнейшим вопросом при проектировании новой транспортной машины. Для правильного назначения параметров систем вновь разрабатываемых транспортных средств (ТС) на протяжении многих лет осуществлялся сбор статистики о режимах нагружения и внешних воздействиях на различные типы машин. Но применение существующих данных невозможно для перспективных в настоящее время ТС с электромеханическими трансмиссиями, в виду того, что статистика о режимах движения получена для машин с тяговым двигателем внутреннего сгорания и механической передачей.

В связи с этим, для анализа нагруженности тяговых электродвигателей (ТЭД) и скоростных режимов движения машин с электромеханической трансмиссией целесообразно применять комплекс натурно-математического моделирования, позволяющий проводить имитацию движения ТС в различных дорожно-грунтовых условиях под управлением человека в режиме реального времени [1]. При этом взаимодействие с окружающей средой, возникающее при типовой эксплуатации машин, целесообразно описать с помощью протяженных реализаций по пути случайных функций внешних возмущений на основе известных корреляционных функций.

Таким образом, на основе статистических данных о дорожной кривизне k_d , максимальном коэффициенте взаимодействия с опорной поверхностью (ОП) $\mu_{s\max}$, коэффициенте сопротивления движению $f_{гр}$ и угле наклона опорной поверхности α_n проводится розыгрыш перечисленных параметров и создание трассы.

Целью исследований является способ формирования трасс для исследования перспективных транспортных колесных и гусеничных машин в статистически заданных дорожно-грунтовых условиях.

Методы и средства проведения исследований представлений

Для моделирования протяженных реализаций внешних воздействий при движении транспортной машины существует множество методов [2, 3]. К наиболее распространенным, позволяющим проводить моделирование стационарных случайных процессов, относятся [2]:

- метод формирующего фильтра;
- метод канонических представлений;
- метод неканонических представлений.

Метод неканонических представлений

В данной работе использовался метод неканонических представлений, который является наиболее удобным для решения большинства инженерных задач.

Согласно данному методу, реализация любой стационарной случайной функции $f(s)$ представляется в следующем виде:

$$f(s) = m_f + \sigma_f \cdot \sqrt{\frac{2}{N_f}} \cdot \sum_{j=1}^{N_f} \cos(\omega_j s + \varphi_j), \quad (1)$$

где s – аргумент случайной функции (в данном случае путь); m_f – математическое ожидание стационарной случайной функции; σ_f – среднеквадратическое отклонение стационарной случайной функции; N_f – число реализаций случайной функции; ω_j – пространственные частоты случайного процесса; φ_j – начальные фазы случайного процесса.

Начальные фазы φ_j получают путем розыгрыша по методу Монте-Карло, используя равномерный закон распределения на интервале $\varphi_j \in [0, 2\pi]$.

Для розыгрыша ω_j также применяют метод Монте-Карло, используя закон распределения случайной функции пространственной частоты, который определяется следующим образом:

$$\varphi(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R_f(\tau)}{\sigma_f^2} e^{-i\omega\tau} d\tau, \quad (2)$$

$$\Phi(\omega) = \int_{-\infty}^{\omega} \varphi(\omega) d\omega, \quad (3)$$

где $R_f(\tau)$ – корреляционная функция стационарной случайной функции; $\varphi(\omega)$ – плотность распределения случайной функции пространственной частоты; $\Phi(\omega)$ – закон распределения случайной функции пространственной частоты.

Далее, используя полученные значения ω_j и φ_j в зависимости (1) и задавая значение аргумента s , определяются соответствующие реализации значений функции $f(s)$.

Моделирование изменения дорожной кривизны по пути

Примем допущение, что параметры, описывающие взаимодействие машины с внешней средой, такие как дорожная кривизна, коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью, коэффициент сопротивления движению и угол наклона опорной поверхности являются стационарными эргодичными случайными функциями и взаимная корреляция между ними отсутствует [4]. В связи с этим, при создании трассы будем получать протяженную реализацию каждого из перечисленных параметров по-отдельности.

Известно [4], что математическое ожидание дорожной кривизны k_d равняется нулю, то есть правые и левые повороты равновероятны в процессе движения. При этом корреляционная функция дорожной кривизны $R_{k_d}(\tau)$ аппроксимируется зависимостью следующего вида [5]:

$$R_{k_d}(\tau) = \sigma_k^2 \cdot e^{-\alpha_{k_d}|\tau|} \times \left(\cos(\beta_{k_d} \cdot \tau) + \frac{\alpha_{k_d}}{\beta_{k_d}} \cdot \sin(\beta_{k_d} \cdot |\tau|) \right), \quad (4)$$

где σ_k^2 – дисперсия дорожной кривизны; α_{k_d} , β_{k_d} – параметры корреляционной функции дорожной кривизны.

Обобщение результатов обработки экспериментальных данных по анализу кривизны пути движения [4] показало, что для Европейской части СССР при движении по дорогам и местности значение среднеквадратического отклонения дорожной кривизны σ_k находится в пределах:

$$0,033 \text{ м}^{-1} \leq \sigma_k \leq 0,04 \text{ м}^{-1}. \quad (5)$$

В связи с этим для проведения исследований выберем величину $\sigma_k = 0,04 \text{ м}^{-1}$.

Величины параметров α_{k_d} и β_{k_d} выберем по аналогии с данными представленными в [5] ($\alpha_{k_d} = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_{k_d} = 0,07 \text{ м}^{-1}$).

Тогда, используя метод неканонических представлений [3] для реализации случайной функции дорожной кривизны k_d , функцию плотности распределения пространственной частоты $\Phi_{k_d}(\omega_{k_d})$ получим в следующем виде:

$$\begin{aligned} \Phi_{k_d}(\omega_{k_d}) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\alpha_{k_d} |\tau|} \times \\ &\times \left(\cos(\beta_{k_d} \tau) + \frac{\alpha_{k_d}}{\beta_{k_d}} \sin(\beta_{k_d} |\tau|) \right) e^{-i\omega_{k_d} \tau} d\tau = \quad (6) \\ &= \frac{2\alpha_{k_d} (\alpha_{k_d}^2 + \beta_{k_d}^2)}{\pi ((\omega_{k_d}^2 - \alpha_{k_d}^2 - \beta_{k_d}^2) + 4\alpha_{k_d}^2 \omega_{k_d}^2)}. \end{aligned}$$

Закон распределения пространственной частоты $\Phi_{k_d}(\omega_{k_d})$ для принятых значений α_{k_d} и β_{k_d} примет вид (рис. 1).

Количество реализаций функции дорожной кривизны (количество гармоник) выберем на основе рекомендаций $N_{k_d} \geq 39$ [3, 6, 7] (удовлетворительная сходимость корреляционных функций была достигнута при $N_{k_d} = 100$). По результатам моделирования получена реализация случайной функции k_d в зависимости от пути s (рис. 2):

$$k_d(s) = \sigma_k \cdot \sqrt{\frac{2}{N_{k_d}}} \cdot \sum_{j=1}^{N_{k_d}} \cos(\omega_{k_d j} s + \varphi_{k_d j}). \quad (7)$$

Проверим, достаточно ли величины $N_{k_d} = 100$ для адекватного описания дорожной кривизны k_d . Для этого сравним заданную корреляционную функцию $R_{k_d}(\tau)$ с ее оцен-

кой по полученной реализации $R_{k_d}'(\tau)$. При этом корреляционная функция $R_{k_d}'(\tau)$ при использовании реализации $k_d(s)$ определяется как:

$$R_{k_d}'(\tau) = \frac{1}{s_{\Delta} - \tau} \int_0^{s_{\Delta} - \tau} k_d(s) k_d(s + \tau) ds, \quad (8)$$

где s_{Δ} – длина участка наблюдения (участка реализации, по которому происходит оценка корреляционной функции).

С целью получения состоятельной оценки корреляционной функции $R_{k_d}'(\tau)$ умножим ее на корреляционное окно Бартлетта $W(\tau)$:

$$W(\tau) = \begin{cases} 1 - |\tau|/s_w, & \text{если } |\tau| \leq s_w \\ 0, & \text{если } |\tau| > s_w \end{cases}, \quad (9)$$

где s_w – ширина окна Бартлетта.

Для анализа корреляционной функции дорожной кривизны выберем ширину окна Бартлетта на уровне $s_w = 100 \text{ м}$, так как заданная функция $R_{k_d}(\tau)$ при значениях $\tau > 100 \text{ м}$ стремится к нулю. Результаты сравнения представлены на рис. 3.

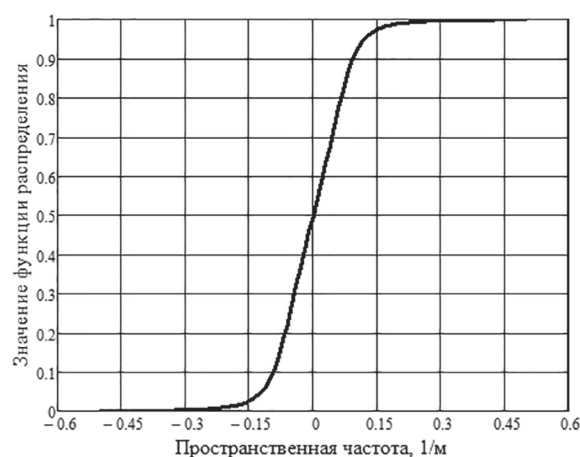


Рис. 1. Закон распределения случайной функции пространственной частоты для дорожной кривизны ($\alpha_{k_d} = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_{k_d} = 0,07 \text{ м}^{-1}$)

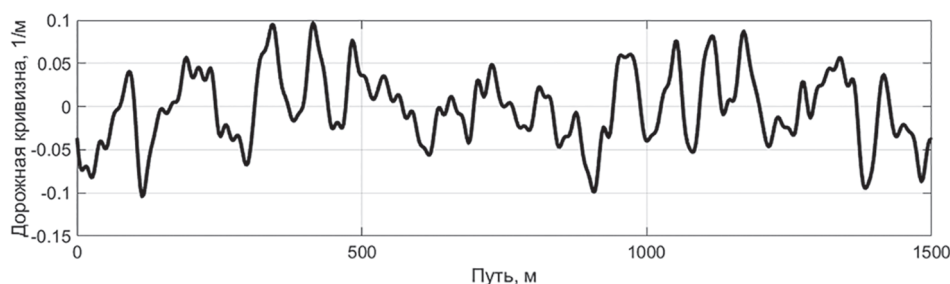


Рис. 2. Реализация случайной функции дорожной кривизны $k_d(s)$ ($\alpha_{k_d} = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_{k_d} = 0,07 \text{ м}^{-1}$, $\sigma_k = 0,04 \text{ м}^{-1}$, $N_{k_d} = 100$)

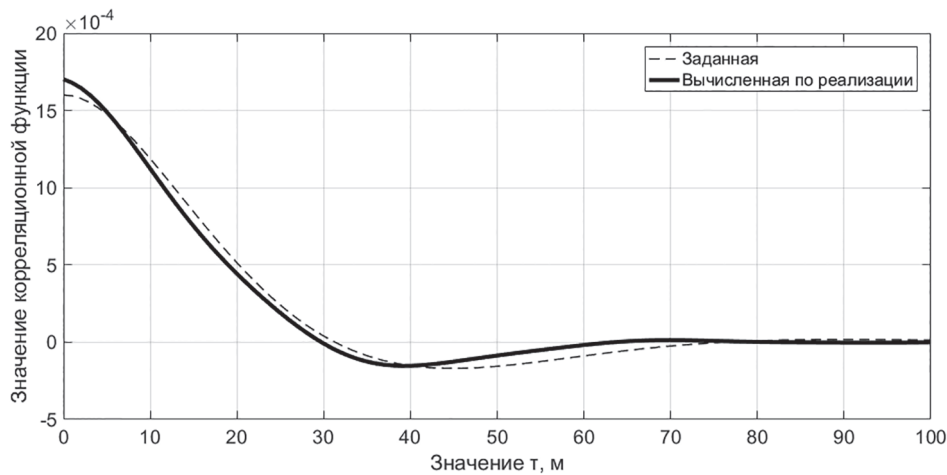


Рис. 3. Результаты сравнения заданной корреляционной функции дорожной кривизны и полученной в результате реализации ($\alpha_{k_d} = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_{k_d} = 0,07 \text{ м}^{-1}$, $\sigma_k = 0,04 \text{ м}^{-1}$, $N_{k_d} = 100$, $s_\Delta = 1667 \text{ м}$, $s_w = 100 \text{ м}$)

По полученным данным видно, что заданная корреляционная функция дорожной кривизны и ее оценка по реализации близки, при этом погрешность дисперсии (значение корреляционной функции при $\tau = 0$) составляет 4,5 %. Таким образом, можно сделать вывод, что величина $N_{k_d} = 100$ обеспечивает адекватное описание реализации дорожной кривизны $k_d(s)$.

Для применения получаемых трасс в комплексе натурно-математического моделирования «разыгранную» траекторию необходимо представить в декартовых координатах. Переход из естественных координат (зависимость дорожной кривизны от пройденного пути) в декартовы осуществляется согласно расчетной схеме (рис. 4).

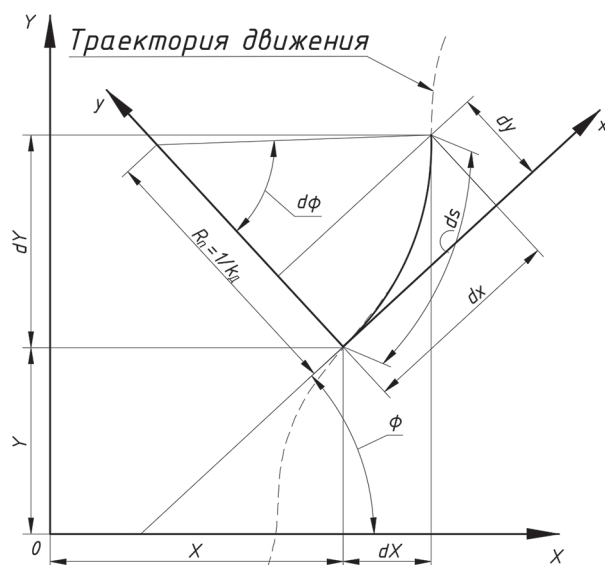


Рис. 4. Связь естественных и декартовых координат

Согласно расчетной схеме можно записать:

$$dX = dx \cdot \cos(\varphi(s)) - dy \cdot \sin(\varphi(s)), \quad (10)$$

$$dY = dx \cdot \sin(\varphi(s)) + dy \cdot \cos(\varphi(s)), \quad (11)$$

где dX , dY – приращения координат X и Y в глобальной декартовой системе координат; dx , dy – приращения координат x и y в локальной декартовой системе координат, связанной с рассматриваемой точкой пути; φ – угол наклона касательной к траектории в рассматриваемой точке трассы; s – пройденный путь.

Величину угла φ определим как:

$$\varphi(s) = \int_0^s d\varphi = \int_0^s k_d(s) ds. \quad (12)$$

Величины dx и dy вычислим как:

$$dx = \frac{1}{k_d(s)} \cdot \sin(d\varphi), \quad (13)$$

$$dy = \frac{1}{k_d(s)} \cdot (1 - \cos(d\varphi)). \quad (14)$$

Тогда, объединяя представленные выражения, получим формулы для вычисления координат X и Y точек трассы в глобальной системе координат в зависимости от кривизны траектории k_d и пройденного пути s :

$$\begin{aligned} X(s) &= \int_0^s dX = \\ &= \int_0^s \left(\frac{1}{k_d(s)} \sin(k_d(s) ds) \cdot \cos\left(\int_0^s k_d(s) ds\right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{k_d(s)} (1 - \cos(k_d(s) ds)) \cdot \sin\left(\int_0^s k_d(s) ds\right) \right) ds, \end{aligned} \quad (15)$$

$$Y(s) = \int_0^s dY = \int_0^s \left(\frac{1}{k_d(s)} \sin(k_d(s) ds) \cdot \sin\left(\int_0^s k_d(s) ds\right) + \frac{1}{k_d(s)} (1 - \cos(k_d(s) ds)) \cdot \cos\left(\int_0^s k_d(s) ds\right) \right) ds. \quad (16)$$

Визуализация траектории «разыгранной» трассы, полученной по реализации дорожной кривизны $k_d(s)$, в декартовой системе координат представлена на рис. 5.

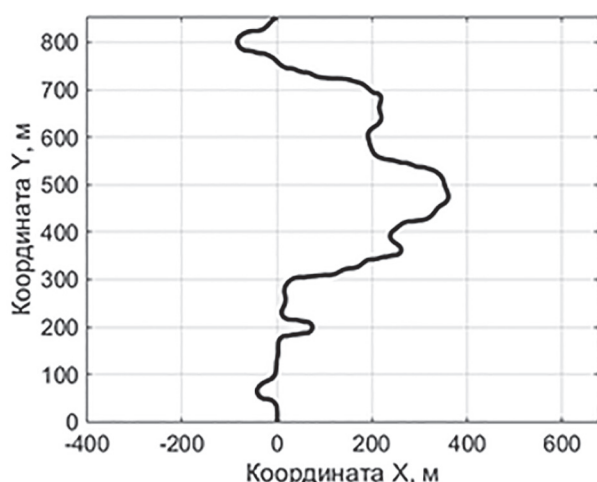


Рис. 5. Визуализация траектории «разыгранной» трассы протяженностью 1,5 км

Моделирование изменения коэффициента взаимодействия движителя с опорным основанием по пути

В общем случае для использования получаемых трасс в комплексе натурно-математического моделирования необходимо получать реализацию случайной функции максимального коэффициента взаимодействия движителя с опорной поверхностью (коэффициента сцепления) в рамках некоторого коридора, в котором происходит движение машины. В связи с этим с целью упрощения будем считать, что условия движения на каждом элементарном участке пути одинаковы вдоль ширины дорожного полотна (одинаковы под обеими бортами машины). При этом в случае выхода за ширину дороги транспортное средство попадает на опорное основание типа «дернистый грунт».

Для каждого типа дорожных условий случайная функция $\mu_{s\max}$ может быть описана следующей корреляционной функцией $R_{\mu_{\max}}(\tau)$ [2]:

$$R_{\mu_{\max}}(\tau) = \begin{cases} \sigma_{\mu_{\max}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\tau}{\zeta}\right), & \text{если } |\tau| < \zeta, \\ 0, & \text{если } |\tau| \geq \zeta \end{cases}, \quad (17)$$

где $\sigma_{\mu_{\max}}^2$ – дисперсия случайной функции $\mu_{s\max}$; ζ – интервал изменения $\mu_{s\max}$.

В силу того, что наиболее подходящим законом распределения для $\mu_{s\max}$ является закон равномерной плотности вероятностей [4, 8], математическое ожидание $m_{\mu_{\max}}$ и дисперсию $\sigma_{\mu_{\max}}^2$ случайной функции $\mu_{s\max}$ определим как:

$$m_{\mu_{\max}} = \frac{\mu_{s\max 2} + \mu_{s\max 1}}{2}, \quad \sigma_{\mu_{\max}}^2 = \frac{(\mu_{s\max 2} - \mu_{s\max 1})^2}{12}, \quad (18)$$

где $\mu_{s\max 1}$, $\mu_{s\max 2}$ – нижняя и верхняя границы $\mu_{s\max}$ в данных дорожных условиях соответственно [8].

В качестве примера, выберем величины $\mu_{s\max 1}$ и $\mu_{s\max 2}$ для случая движения гусеничной машины по укатанной грунтовой дороге ($\mu_{s\max 1} = 0,6$; $\mu_{s\max 2} = 0,8$). Величину ζ примем равной $\zeta = 20$ м, считая, что изменение коэффициента взаимодействия движителя с ОП происходит в среднем 20 раз на 1 км пути.

Розыгрыш максимального коэффициента взаимодействия движителя с опорной поверхностью $\mu_{s\max}$ по пути, также как и дорожной кривизны, будем проводить методом неканонических представлений [3].

Тогда, для случайной функции $\mu_{s\max}$ функцию плотности распределения пространственной частоты $\varphi_{\mu_{\max}}(\omega_{\mu_{\max}})$ получим в следующем виде:

$$\varphi_{\mu_{\max}}(\omega_{\mu_{\max}}) = \begin{cases} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left(1 - \frac{\tau}{\zeta}\right) e^{-i\omega_{\mu_{\max}} \tau} \times \\ \times d\tau = \frac{1 - \cos(\zeta \omega_{\mu_{\max}})}{\pi \zeta \omega_{\mu_{\max}}^2}, & \text{если } |\tau| < \zeta \\ 0, & \text{если } |\tau| \geq \zeta \end{cases} \quad (19)$$

Закон распределения пространственной частоты $\Phi_{\mu_{\max}}(\omega_{\mu_{\max}})$ для принятого значения ζ примет вид (рис. 6).

Количество реализаций функции максимального коэффициента взаимодействия движителя с опорной поверхностью выберем на основе рекомендаций $N_{\mu_{\max}} \geq 145$ [3, 6, 7] (удовлетворительная сходимость корреляционных функций была достигнута при $N_{\mu_{\max}} = 200$).

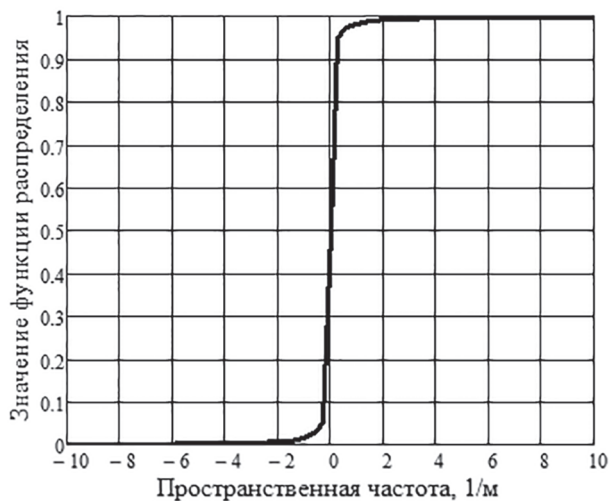


Рис. 6. Закон распределения случайной функции пространственной частоты для коэффициента $\mu_{s\max}$ ($\zeta = 20$ м)

По результатам моделирования получена реализация случайной функции $\mu_{s\max}$ (рис. 7):

$$\mu_{s\max}(s) = m_{\mu_{s\max}} + \sigma_{\mu_{s\max}} \cdot \sqrt{\frac{2}{N_{\mu_{s\max}}}} \times \sum_{j=1}^{N_{\mu_{s\max}}} \cos(\omega_{\mu_{s\max}j}s + \phi_{\mu_{s\max}j}). \quad (20)$$

Для проверки адекватности описания максимального коэффициента взаимодействия движителя с ОП $\mu_{s\max}$ ($N_{\mu_{s\max}} = 200$) сравним заданную корреляционную функцию $R_{k_d}(\tau)$ с ее оценкой по полученной реализации $R_{k_d}'(\tau)$.

При этом корреляционную функцию $R_{k_d}'(\tau)$ получим по аналогии с (8).

Для получения оценки корреляционной функции $R_{k_d}'(\tau)$ окно Бартлетта не применялось. Результаты сравнения представлены на рис. 8.

По полученным данным видно, что заданная корреляционная функция коэффициента

$\mu_{s\max}$ и вычисленная по реализации близки, при этом погрешность дисперсии составляет 2,9 %.

Таким образом, можно сделать вывод, что величина $N_{\mu_{s\max}} = 200$ обеспечивает адекватное описание реализации случайной функции $\mu_{s\max}(s)$.

Моделирование изменения коэффициента сопротивления движению по пути

Так как в реальных условиях эксплуатации движение транспортных машин по криволинейной траектории происходит (в большинстве случаев) с малыми углами подъема/спуска, а преодоление горных участков с большими величинами уклонов осуществляется (наиболее вероятно) по прямолинейной траектории, разделим задачу анализа нагруженности ТЭД в типовых условиях эксплуатации на две: движение и маневрирование по трассе с малыми углами наклона ОП и преодоление горных участков прямым курсом.

Тогда для случая движения транспортных машин по ОП с малыми углами подъема/спуска, целесообразнее разыгрывать не коэффициент сопротивления движению $f_{гр}$, а суммарный коэффициент сопротивления ψ , учитывающий в себе дополнительное сопротивление движению, возникающее в результате наклона ОП ($\psi = f_{гр} \cos(\alpha_n) + \sin(\alpha_n)$).

Для каждого типа дорожных условий значение коэффициента ψ , как случайной величины, может быть описано следующей корреляционной функцией $R_\psi(\tau)$ [5]:

$$R_\psi(\tau) = \sigma_\psi^2 \cdot e^{-\alpha_\psi |\tau|}, \quad (21)$$

где σ_ψ^2 – дисперсия случайной функции ψ [8]; α_ψ – параметр корреляционной функции коэффициента ψ .

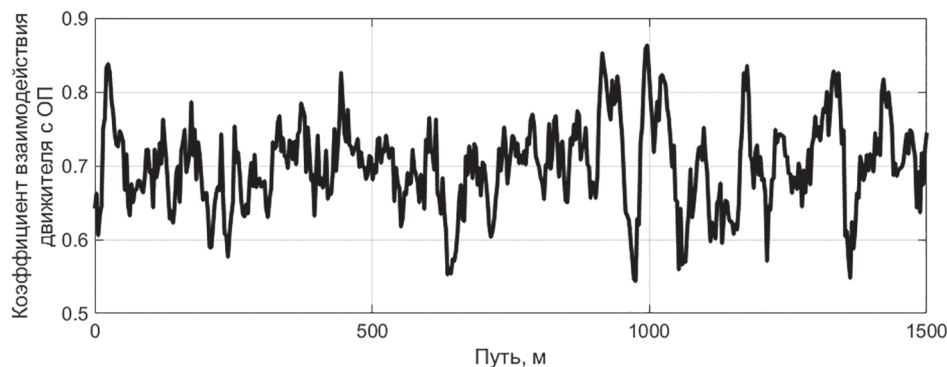


Рис. 7. Реализация случайной функции $\mu_{s\max}$ ($\zeta = 20$ м, $m_{\mu_{s\max}} = 0,7$, $\sigma_{\mu_{s\max}} = 0,0033$, $N_{\mu_{s\max}} = 200$)

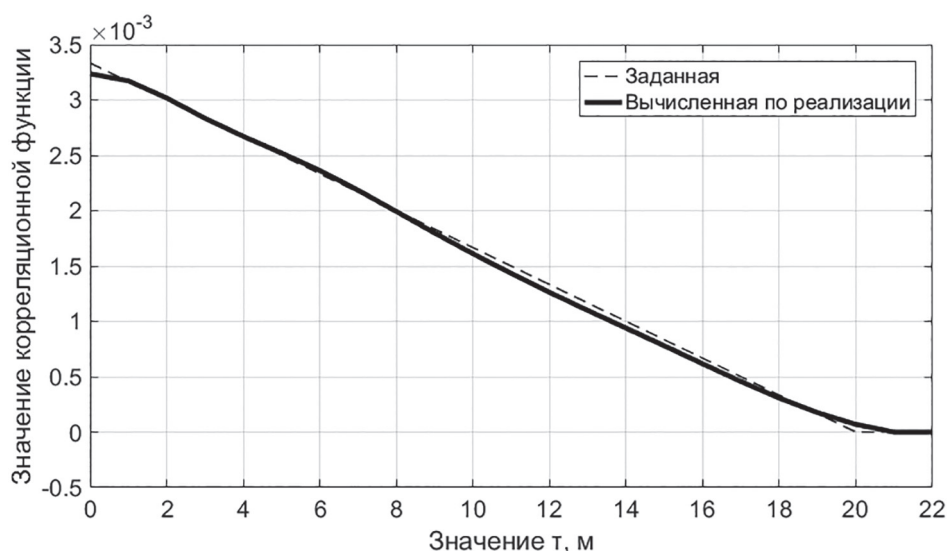


Рис. 8. Результаты сравнения заданной корреляционной функции коэффициента $\mu_{s\max}$ и полученной в результате реализации ($\zeta = 20$ м, $m_{\mu_{\max}} = 0,7$, $\sigma_{\mu_{\max}} = 0,0033$, $N_{\mu_{\max}} = 200$, $s_{\Delta} = 1667$ м)

Наиболее подходящим законом распределения для ψ , является нормальный закон [4, 8]. Тогда в силу того, что математическое ожидание угла наклона опорной поверхности равно нулю [4], математическое ожидание m_{ψ} случайной функции ψ определим как:

$$m_{\psi} = (f_{\text{гр1}} + f_{\text{гр2}}) / 2, \quad (22)$$

где $f_{\text{гр1}}$, $f_{\text{гр2}}$ – нижняя и верхняя границы коэффициента $f_{\text{гр}}$ в данных дорожных условиях соответственно [8].

В качестве примера выберем величины $f_{\text{гр1}}$, $f_{\text{гр2}}$ и σ_{ψ} для случая движения гусеничной машины по грунтовой дороге удовлетворительного состояния ($f_{\text{гр1}} = 0,03$; $f_{\text{гр2}} = 0,05$; $\sigma_{\psi} = 0,019$). Величину параметра α_{ψ} выберем по аналогии с данными представленными в [5] ($\alpha_{\psi} = 0,005 \text{ м}^{-1}$).

Розыгрыш коэффициента ψ по пути, так же как и дорожной кривизны, будем проводить методом неканонических представлений [3].

Тогда для случайной функции ψ функцию плотности распределения пространственной частоты $\Phi_{\psi}(\omega_{\psi})$ получим в следующем виде:

$$\Phi_{\psi}(\omega_{\psi}) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\alpha_{\psi}|\tau|} e^{-i\omega_{\psi}\tau} d\tau = \frac{\alpha_{\psi}}{\pi(\alpha_{\psi}^2 + \omega_{\psi}^2)}. \quad (23)$$

Закон распределения пространственной частоты $\Phi_{\psi}(\omega_{\psi})$ для принятого значения α_{ψ} примет вид (рис. 9).

Количество реализаций функции коэффициента ψ выберем на основе рекомендаций

$N_{\psi} \geq 145$ [3, 6, 7] (удовлетворительная сходимость корреляционных функций была достигнута при $N_{\psi} = 500$). По результатам моделирования получена реализация случайной функции ψ (рис. 10):

$$\psi(s) = m_{\psi} + \sigma_{\psi} \cdot \sqrt{\frac{2}{N_{\psi}}} \cdot \sum_{j=1}^{N_{\psi}} \cos(\omega_{\psi j} s + \varphi_{\psi j}). \quad (24)$$

Для проверки адекватности описания коэффициента ψ ($N_{\psi} = 500$) сравним заданную корреляционную функцию $R_{\psi}(\tau)$ с ее оценкой по полученной реализации $R'_{\psi}(\tau)$. При этом

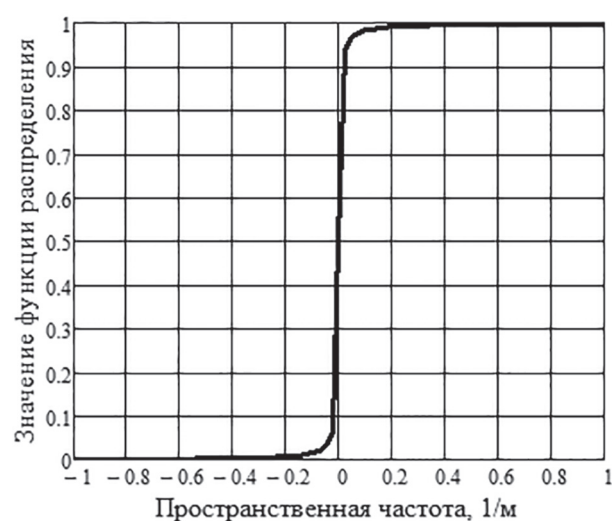


Рис. 9. Закон распределения случайной функции пространственной частоты для коэффициента ψ ($\alpha_{\psi} = 0,005 \text{ м}^{-1}$)

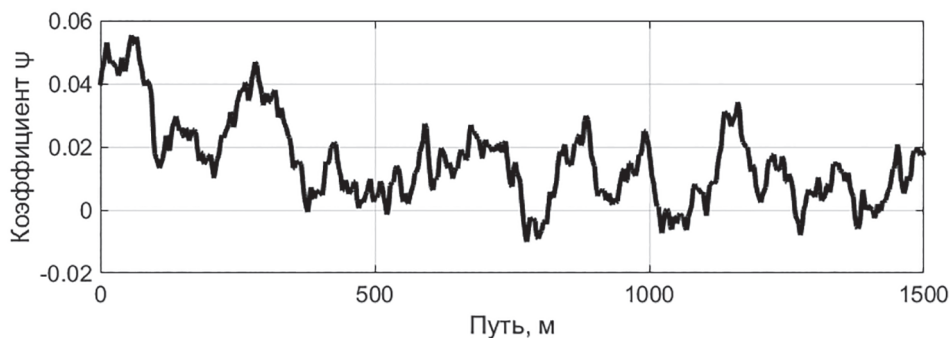


Рис. 10. Реализация случайной функции ψ ($\alpha_\psi = 0,005 \text{ м}^{-1}$, $m_\psi = 0,04$, $\sigma_\psi = 0,019$, $N_\psi = 500$)

корреляционную функцию $R_\psi'(\tau)$ получим по аналогии с (8).

Для получения состоятельной оценки корреляционной функции $R_\psi'(\tau)$, так же как и для случая дорожной кривизны, будем использовать корреляционное окно Бартлетта. При анализе корреляционной функции коэффициента ψ выберем ширину окна Бартлетта $s_w = 1000 \text{ м}$, так как заданная функция $R_\psi(\tau)$ при значениях $\tau > 1000 \text{ м}$ стремится к нулю. Результаты сравнения представлены на рис. 11.

Заданная корреляционная функция коэффициента ψ и вычисленная по полученной реализации достаточно близки, при этом погрешность дисперсии составляет 2,8 %. Таким образом, можно сделать вывод, что величина $N_\psi = 500$ обеспечивает адекватное описание реализации коэффициента $\psi(s)$.

Моделирование изменения угла наклона опорной поверхности по пути

Для случая преодоления транспортными машинами горных участков величину угла наклона опорной поверхности целесообразно

разыгрывать методом Монте-Карло с использованием функции распределения, представленной в [9] (в силу отсутствия необходимого количества экспериментальных данных для получения корреляционной функции). Функция распределения угла наклона ОП для горного типа рельефа представлена на рис. 12.

Для разыгрывания длин участков s_{α_n} (на которых угол наклона ОП принимается постоянным) применим метод Монте-Карло, при этом будем использовать функцию распределения следующего вида [2]:

$$\Phi_{s_{\alpha_n}}(s_{\alpha_n}) = 1 - e^{-\lambda s_{\alpha_n}}, \quad (25)$$

где λ – интенсивность потока, соответствующая среднему числу изменений α_n на единицу пути.

Выберем величину $\lambda = 0,05 \text{ м}^{-1}$, считая, что изменение угла наклона опорной поверхности происходит в среднем 20 раз на 1 км пути. Тогда реализация угла наклона опорной поверхности по пути для случая движения по горному типу рельефа будет иметь вид (рис. 13).

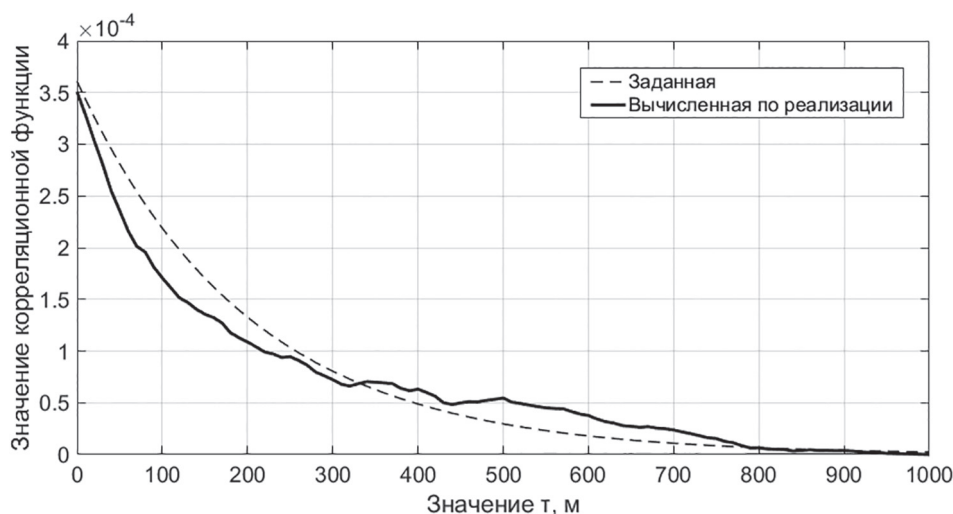


Рис. 11. Результаты сравнения заданной корреляционной функции коэффициента ψ и полученной в результате реализации ($\alpha_\psi = 0,005 \text{ м}^{-1}$, $m_\psi = 0,03$, $\sigma_\psi = 0,019$, $N_\psi = 500$, $s_\Delta = 16667 \text{ м}$, $s_w = 1000 \text{ м}$)

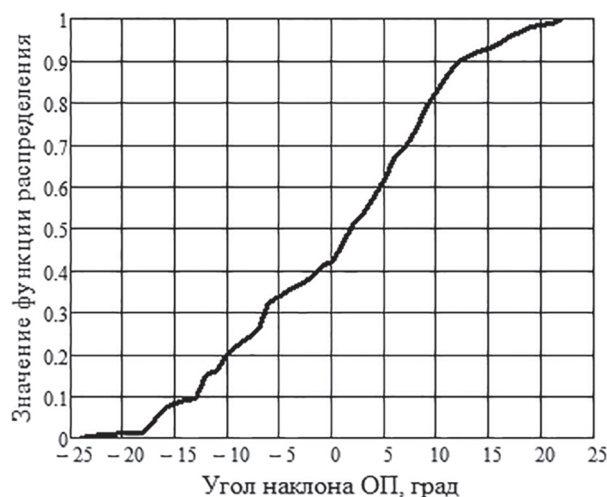


Рис. 12. Функция распределения угла наклона ОП для горного типа рельефа

Визуализация вертикальной координаты профиля трассы с горным типом рельефа представлена на рис. 14.

Коэффициент $f_{гр}$ для случая преодоления транспортными машинами горных перевалов допускается «разыгрывать» аналогично коэффициенту μ_{smax} [2].

Таким образом, проводя «розыгрыш» дорожной кривизны, коэффициентов μ_{smax} , ψ , $f_{гр}$ для различных типов ОП, а также угла преодолеваемого подъема α_n для различных типов рельефа, можно проводить анализ нагрузки ТЭД транспортных машин в заданных дорожных условиях.

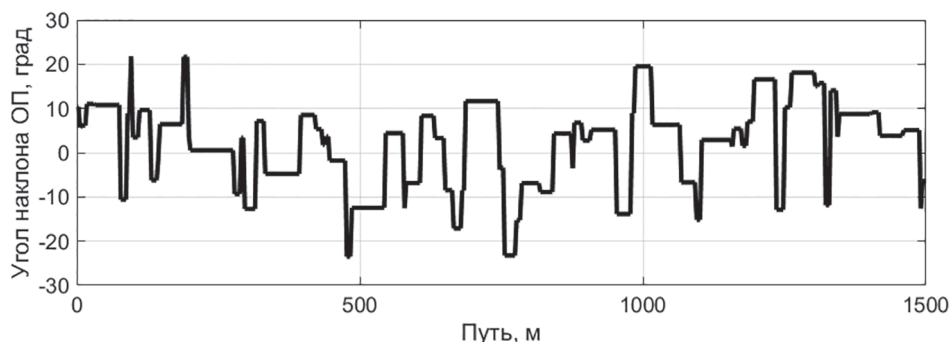


Рис. 13. Распределение углов наклона ОП по пути

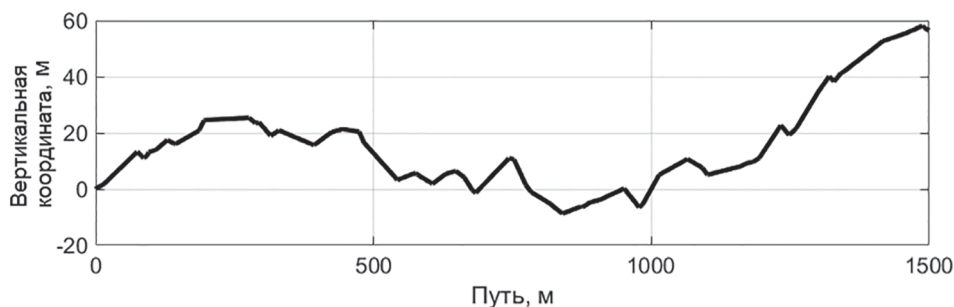


Рис. 14. Визуализация вертикальной координаты профиля трассы с горным типом рельефа

Выводы

Разработано программное обеспечение по созданию среднестатистических трасс для движения колесных и гусеничных машин, которое позволяет «разыгрывать» вектор условий движения: дорожную кривизну, угол наклона опорной поверхности, а также коэффициенты сопротивления движению и взаимодействия движителя с ОП по пути. Установлено, что применение метода неканонических представлений позволяет достичь погрешность реализации случайной функции по заданным корреляционным функциям для случая дорожной кривизны не более 4,5 %; коэффициента взаимодействия движителя с ОП – 2,9 %; коэффициента сопротивления движению – 2,8 %. Предложенный подход к созданию среднестатистических трасс позволяет анализировать не только машины с электромеханическим приводом, но и может использоваться для разработки других перспективных типов трансмиссий.

Литература

1. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels // Journal of Physics: Conference Series. 2019. №1177. DOI: 10.1088/1742-6596/1177/1/012058.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусенич-

ных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. 184 с.

3. Шалыгин А.С., Палагин Ю.И. Прикладные методы статистического моделирования. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. 1986. 320 с.
4. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1993. 320 с.
5. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Алгоритмы управления движением транспортной машины: монография. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та. 2010. 142 с.
6. Расщепляев Ю.С., Фандиенко В.Н. Синтез моделей случайных процессов для исследования автоматических систем управления. М.: Энергия. 1981. 145 с.
7. Чернецкий В.И. Анализ точности систем управления. М.: 1968. 247 с.
8. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М.: Машиностроение. 1986. 296 с.
9. Исаков П.П. Теория и конструкция танка. Т.8. Параметры внешней среды, используемые в расчете танков. М.: Машиностроение. 1987. 196 с.

References

1. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels. Journal of Physics: Conference Series. 2019. No 1177. DOI: 10.1088/1742-6596/1177/1/012058.
2. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podresorivanie vysokopodvizhnyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin* [Integrated cushioning of highly

mobile two-link tracked vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ. 2010. 184 p.

3. SHalygin A.S., Palagin YU.I. *Prikladnye metody statisticheskogo modelirovaniya* [Applied statistical modeling methods]. Leningrad: Mashinostroenie Publ. Leningr. otd-nie. 1986. 320 p.
4. Savochkin V.A., Dmitriev A.A. *Statisticheskaya dinamika transportnyh i tyagovyh gusenichnyh mashin* [Statistical dynamics of transport and traction tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1993. 320 p.
5. Derzhanskij V.B., Taratorkin I.A. *Algoritmy upravleniya dvizheniem transportnoj mashiny: Monografiya* [Transport vehicle motion control algorithms: monograph]. Kurgan: Izd-vo Kurganskogo gos. un-ta Publ. 2010. 142 p.
6. Rasshcheplyayev YU.S., Fandienko V.N. *Sintez modelej sluchajnyh processov dlya issledovaniya avtomaticheskikh sistem upravleniya* [Synthesis of random process models for the study of automatic control systems]. Moscow: Energiya Publ. 1981. 145 p.
7. CHerneckij V.I. *Analiz tochnosti sistem upravleniya* [Analysis of accuracy of control systems]. Moscow: 1968. 247 p.
8. Platonov V.F., Leiashvili G.R. *Gusenichnye i kolosnye transportno-tyagovye mashiny* [Tracked and wheeled transport and traction vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1986. 296 p.
9. Isakov P.P. *Teoriya i konstrukciya tanka. T.8. Parametry vneshnej sredy, ispol'zuemye v raschete tankov* [Environmental parameters used in the calculation of tanks]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1987. 196 p.

MODELING OF RANDOM FUNCTIONS OF CHARACTERISTICS OF ROAD-GROUND CONDITIONS IN THE STUDY OF THE DYNAMICS OF WHEELED AND TRACKED VEHICLES AT THE DESIGN STAGE

PhD in Engineering **B.B. Kosicyn**¹, PhD in Engineering **A.V. Miroshnichenko**², PhD in Engineering **A.A. Staduhin**¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Experimental Design Bureau «Tekhnika», Moscow, Russia
kositsyn_b@bmstu.ru

For promising wheeled and tracked vehicles equipped with, among other things, electromechanical transmissions, the issue of loading modes of traction engines is particularly acute. The currently existing statistics were obtained for vehicles with a stepped transmission and an internal combustion engine and, accordingly, cannot be used for the type of drive under consideration. In this regard, the authors propose to collect data of interest on the load of the drive using methods of mathematical modeling of the movement of the vehicle in statistically specified road and ground conditions. The article presents a method of forming routes for the study of promising transport vehicles of this type. The approach is based on modeling (playing out) extended implementations of parameters that describe the interaction of the vehicle with the external environment, such as: road curvature, the interaction coefficient of the mover with the supporting surface, the coefficient of resistance to movement and the angle of inclination of the supporting surface. In the framework of the proposed approach, it is believed that there is no cross-correlation between the presented parameters, and therefore, a «modeling» along the path of the listed characteristics of the external random functions of the external disturbances is carried out separately. The method of noncanonical representations is used to simulate the implementation of road and ground conditions, while the quality of the resulting paths and the choice of the number of spatial frequencies (harmonics) are estimated by comparing the specified correlation functions with those obtained from the extended implementation. The proposed approach to the creation of average routes allows us to analyze not only vehicle with an electromechanical drive, but it can also be used to develop other promising types of transmissions.

Keywords: road curvature, mover, abutment surface, resistance to movement, correlation function, extended implementation.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МАНИПУЛЯТОРА МУСКУЛЬНОГО ТИПА

Коткас Л.А., д.т.н. Донской А.С., д.т.н. Жарковский А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
kotkas334@gmail.com

Статья посвящена математическому моделированию динамических характеристик промышленного пневматического манипулятора-пантографа с линейным двигателем оболочкового типа – пневмомускула. Главной частью пневмомускула является армированная нерастяжимыми нитями цилиндрическая оболочка. Пневмомускул обладает важными преимуществами перед пневматическим цилиндром – возможностью плавного регулирования скорости, большей удельной мощностью и большим ресурсом работы. Манипуляторы мускульного типа благодаря свойствам привода обладают облегченной конструкцией по сравнению с манипуляторами на пневмоцилиндрах, а также являются более безопасными для окружающей среды и человека. Такие манипуляторы могут применяться в загрязненных и экстремальных средах, в областях производства, где не требуется высокой точности операций. В качестве привода пневматического манипулятора был применен пневмомускул фирмы FESTO. На сегодняшний день многими авторами были разработаны модели подобных манипуляторов с выражениями для статических характеристик пневмомускулов FESTO, содержащими большое количество эмпирических коэффициентов. Целью данной статьи является разработка математической модели для получения динамических характеристик промышленного манипулятора при подъеме и опускании груза с применением нового уточненного выражения для статических характеристик пневмомускула. Новое выражение содержит минимум корректировочных коэффициентов, отражает принцип работы пневмомускула и обеспечивает сходимость с экспериментом в пределах 10 %. Разработанная математическая модель для пневматического манипулятора мускульного типа также содержит дифференциальные уравнения движения привода манипулятора, уравнения изменения давления в полости привода, уравнения изменения диаметра оболочки и угла укладки нитей оболочки. Модель позволяет оценить характер переходных процессов и важные параметры пневматического манипулятора, такие как время и скорость подъема и спуска груза, и может в дальнейшем применяться для манипуляторов аналогичных конструкций.

Ключевые слова: пневмомускул, пневмопривод, линейный двигатель оболочкового типа, пневматический манипулятор мускульного типа, статические характеристики, динамические характеристики.

Введение

На сегодняшний день пневмопривод широко применяется в современных транспортно-технологических комплексах и оборудовании из-за его невысокой стоимости, быстродействия, большого срока службы, возможности работы в экстремальных условиях [1, 2]. Пневмопривод на базе пневмоцилиндров используется в химической, деревообрабатывающей, горнодобывающей и других отраслях промышленности в пневматическом оборудовании и инструменте, в промышленных манипуляторах и роботах, в механизмах автоматизированных производств. Однако для пневмоцилиндров характерна неравномерность движения на малых скоростях, а также необходима установка дополнительных устройств для демпфирования выходного звена в конце хода [1, 2]. Также в

большинстве случаев пневмоцилиндры имеют большой вес и габаритные размеры. Вышеуказанные недостатки ограничивают применение пневмопривода на базе пневмоцилиндров в современной промышленности.

Использование пневмомускула, линейного двигателя оболочкового типа, в качестве пневмопривода позволяет избежать недостатков, связанных с применением пневмоцилиндра. У него отсутствует неравномерность на малых скоростях, он обладает высокой удельной мощностью (масса пневмомускула меньше массы пневмоцилиндра в 5–10 раз при таких же развиваемых усилиях [3]). При этом пневмомускул обладает теми же достоинствами по сравнению с другими приводами, что и пневмоцилиндр: низкой стоимостью, возможностью применения в запыленных, влажных,

взрывоопасных и радиационных средах, высоким ресурсом (до 5 млн. циклов [3]).

Активной частью пневмомускула является резиновая цилиндрическая оболочка, армированная нерастяжимым кордом с кевларовыми нитями, уложенными под определенным углом. При подаче давления в полость оболочки пневмомускула он расширяется в поперечном направлении и сокращается в продольном. Пневмомускул имеет характеристику, схожую с характеристикой пружины с переменной жесткостью – жесткость пневмомускула изменяется в зависимости от подаваемого давления и сокращения оболочки.

Главными недостатками пневмомускула являются колебательный характер движения, чувствительность к переменной нагрузке и гистерезис, обусловленный свойствами материала оболочки. Это усложняет обеспечение высокой точности позиционирования при применении пневмомускула в манипуляторах. Несмотря на то, что множество работ посвящено разработке методов управления пневмомускулом, точность позиционирования чаще всего остается невысокой ($\pm 0,001$ м [4], $\pm 0,7^\circ$ [5], $\pm 1^\circ$ [6, 7]).

Исходя из описанных свойств пневмомускула пневматические манипуляторы мускульного типа имеют облегченную конструкцию, являются безопасными для окружающей среды и человека и подходят для работы в ограниченных пространствах. Однако манипуляторы мускульного типа целесообразно применять в тех областях, где снижены требования по точности, например, для выполнения несложных операций (подъем и опускание груза, сортировка, зажим и др.).

Лидером на рынке пневматических двигателей оболочкового типа является компания FESTO [8]. На сегодняшний день разработке и математическому моделированию промышленных манипуляторов с применением пневмомускулов FESTO посвящено множество работ [6, 9–13]. Однако главным их недостатком является то, что в них применяются эмпирические выражения для статических характеристик пневмомускула, не отражающие его устройство и принцип работы и требующие подбора от пяти до двадцати корректирующих коэффициентов.

Целью данной работы является разработка математической модели для исследования динамических характеристик манипулятора с новой уточненной моделью для статических характеристик пневмомускула, разработанной ранее [14]. Основными преимуществами полученного выражения перед другими является то, что оно учитывает изменение угла укладки корда, диаметра оболочки, содержит всего четыре корректирующих коэффициента, отражает структуру пневмомускула FESTO и его принцип работы, а также является удобной для инженерных расчетов.

Методы и средства

Описание пневматического манипулятора мускульного типа

Представленная на рис. 1 пневматическая схема манипулятора обеспечивает подъем/спуск груза на заданную координату. Пневматическая схема состоит из блока подготовки воздуха БПВ, пневмомускула ПМ, редукции

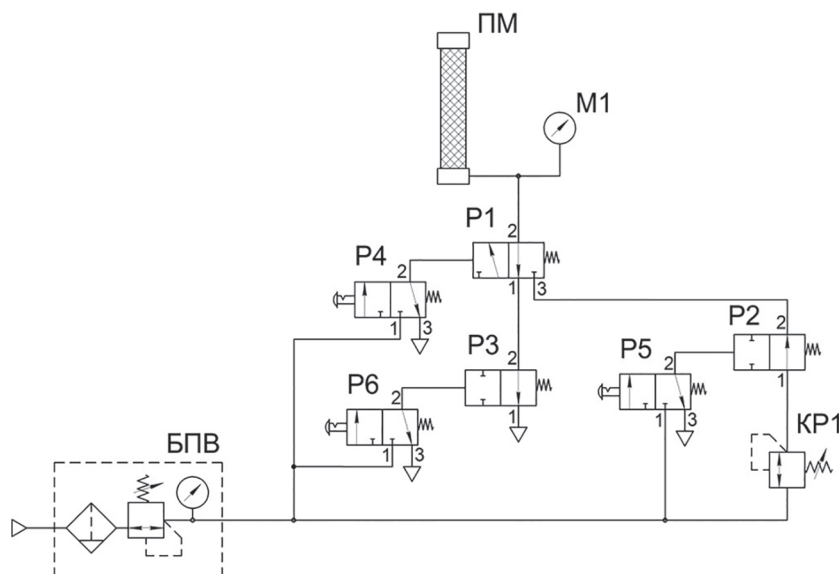


Рис. 1. Пневматическая схема манипулятора

онного клапана КР1, трех 3/2 распределителей Р4, Р5, Р6 с ручным управлением от кнопок, одного управляющего 3/2 распределителя Р1, двух 2/2-распределителей Р2 и Р3 и манометра М1.

В исходном положении полость ПМ соединена с атмосферой. Распределитель Р1 под действием возвратной пружины находится в выключенном состоянии. Пилотные распределители Р4, Р5, Р6 под действием пружины также выключены и их каналы 2 через каналы 3 соединены с атмосферой. Канал 2 распределителя Р2 под действием возвратной пружины соединен с магистралью. Питание подается к каналам 1 распределителей Р2, Р4, Р5, Р6. Канал 1 распределителя Р1 через канал 2 распределителя Р3 соединен с атмосферой, канал 3 распределителя Р1 соединен с каналом 2 распределителя Р2.

Для поднятия груза необходимо настроить клапан КР1 на необходимое давление. Клапан КР1 настраивается на давление, соответствующее весу поднимаемого груза. Схема работает следующим образом. При срабатывании распределителя Р4 от кнопки появляется пневматический сигнал управления на управляющем распределителе Р1. Распределитель Р1 переключается и сжатый воздух поступает в полость ПМ. ПМ наполняется сжатым воздухом и совершает движение вниз, тем самым приводя в действие руку манипулятора, которая поднимает груз вверх.

Для фиксации груза в промежуточном или конечном положении при подъеме необходимо нажать кнопку распределителя Р5. При этом пневматический сигнал поступит на распре-

делитель Р2. Распределитель Р2, преодолевая силу пружины переключиться, тем самым отсекая доступ сжатого воздуха от полости ПМ и останавливая его.

Чтобы опустить груз необходимо переключить распределитель Р4 в исходное положение. Тогда исчезнет пневматический сигнал на распределителе Р1 и он под действием возвратной пружины вернется в исходное положение, соединяя полость ПМ с атмосферой. Из полости ПМ начинает стравливаться сжатый воздух. ПМ начинает возвращаться в исходное состояние, тем самым опуская руку манипулятора вниз вместе с грузом.

Для фиксации груза в промежуточном положении при опускании необходимо нажать кнопку распределителя Р6. При этом пневматический сигнал появится на входе распределителя Р3. Распределитель Р3 переключится и перекроет соединение с атмосферой канала 2 распределителя Р1, тем самым отсекая доступ сжатого воздуха от полости ПМ и останавливая его.

На рис. 2 представлено схематичное изображение манипулятора. Манипулятор состоит из основания 1, привода 2, исполнительного механизма – пантиографа ABCD, образованного звеньями 3–6, соединенных шарнирами. На основании 1 установлены привод 2 и направляющие 8 и 9. В вертикальной направляющей 8 перемещается ролик 7, установленный на оси шарнирного соединения звена 3 и привода 2. Звено 5 и звено 6 пантиографа соединены с шарнирной опорой D, перемещающейся в горизонтальной направляющей 9. Соотношение сторон ВС и СЕ будет определять коэффициент передачи усилия пантиографа.

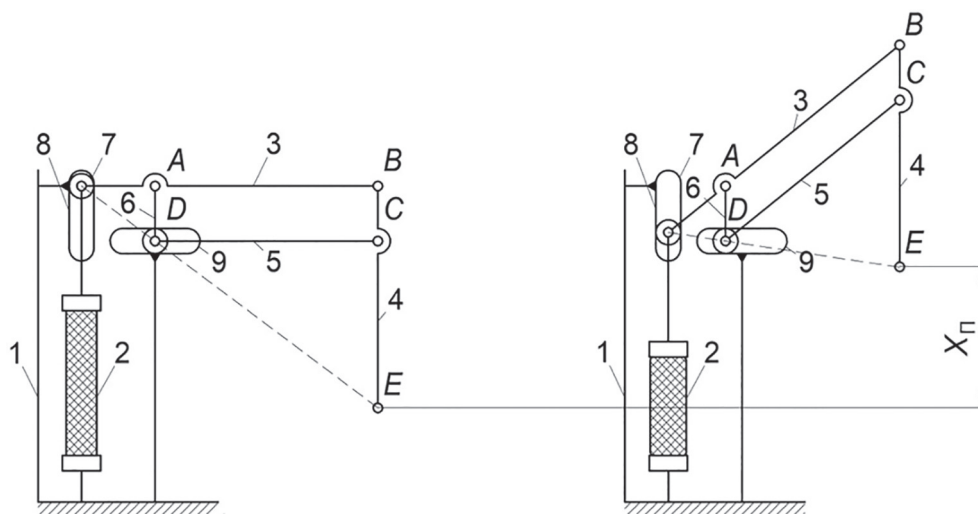


Рис. 2. Схема манипулятора-пантиографа

Манипулятор работает следующим образом. К точке Е подвешивается груз. При сокращении и перемещении пневмомускула 2 вниз ролик 7 в вертикальной направляющей 8 перемещается вниз. За счет вращения звеньев 5 и 6 вокруг опоры D точка Е перемещается вверх вместе с грузом на определенную высоту X_{Π} . При этом звено BE под действием груза будет стремиться к вертикальному положению, смещая точку опоры D влево по направляющей 9.

Основные параметры манипулятора представлены в таблице.

Максимальный рабочий ход пневмомускула $x_{\max}$ и максимальная скорость сокращения $x'_{\max}$ равны:

$$x_{\max} = X_{\Pi \max} / K, \quad (1)$$

$$x'_{\max} = X'_{\Pi \max} / K, \quad (2)$$

где $X_{\Pi \max}$ – максимальная высота подъема груза манипулятором; $X'_{\Pi \max}$ – максимальная скорость подъема груза манипулятором; $K = BC/CE$ – коэффициент передачи усилия.

Приведенная масса подвижных частей манипулятора $M_{\Pi\pi}$ и приведенная масса груза $M_{Гр}$ соответственно равны:

$$M_{\Pi\pi} = m_{\Pi\pi} K, \quad (3)$$

$$M_{Гр} = m_{Гр} K, \quad (4)$$

где $m_{\Pi\pi}$ – масса подвижных частей манипулятора; $m_{Гр}$ – масса груза.

Приведенная статическая нагрузка от подвижных частей манипулятора $N_{\Pi\pi}$ и приведенная нагрузка от прикладываемого груза $N_{Гр}$ будут соответственно равны:

$$N_{\Pi\pi} = M_{\Pi\pi} g, \quad (5)$$

$$N_{Гр} = M_{Гр} g. \quad (6)$$

В результате расчетов по уравнениям (1)–(6) максимальный ход пневмомускула $x_{\max}$ получился равным 0,24 м, максимальная скорость сокращения $x'_{\max}$ получилась равной 0,4 м/с, суммарная нагрузка на пневмомускул от приведенной массы груза $M_{Гр}$ и приведенной массы подвижных частей манипулятора $M_{\Pi\pi}$ будет составлять 2000 Н.

На основе полученных значений хода и нагрузки по каталогу фирмы FESTO [3] был подобран пневмомускул со следующими параметрами: давление в магистрали – 0,7 МПа, номинальная длина – 1,44 м, номинальный диаметр – 0,04 м.

Математическая модель

манипулятора мускульного типа

Для составления математической модели манипулятора, поднимающего и опускающего груз, рассмотрим расчетную схему пневмомускула на рис. 3.

В начальном состоянии (рис. 3, а) давление внутри полости пневмомускула равно атмосферному p_A , сила T пневмомускула равно нулю. При подаче сжатого воздуха под давлением p_M (рис. 3, б) давление во внутренней полости становится равным p и пневмомускул совершает ход на некоторую величину x . Диаметр оболочки пневмомускула увеличивается в поперечном направлении, $D > D_0$ (D_0 – начальный диаметр, D – диаметр после подачи давления), а длина уменьшается в продольном, $L < L_0$ (L_0 – начальная длина, L – длина после подачи давления), объем пневмомускула также увеличивается, $V > V_0$ (V_0 – начальный объем, V – объем после подачи давления). При этом пневмомускул развивает силу T и, преодолевая приведенную нагрузку от подвижных частей манипулятора $N_{\Pi\pi}$ и приведенную нагрузку от прикладываемого груза $N_{Гр}$, приводит в дей-

Таблица

Параметры манипулятора

Название параметра	Единица измерения	Значение
Грузоподъемность	кг	30
Масса подвижных элементов манипулятора	кг	10
Макс. высота подъема	м	1,2
Время подъема груза	с	не более 2
Скорость подъема груза	м/с	не более 2
Коэффициент передачи усилия	–	5

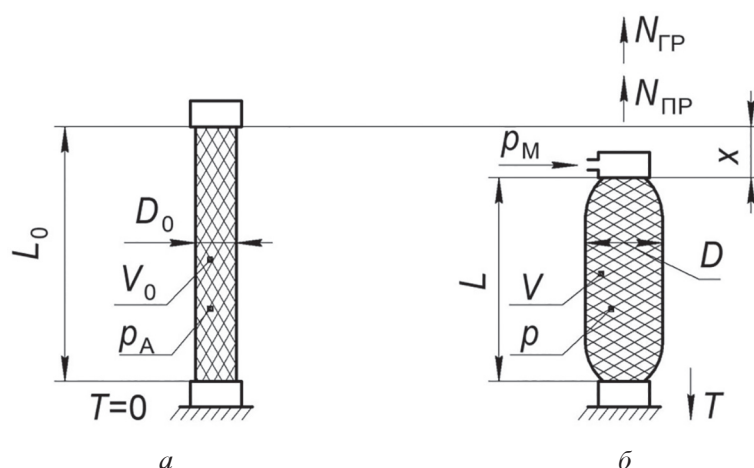


Рис. 3. Расчетная схема пневмомускула:

а – начальное состояние, б – при подаче давления и поднятии груза

ствии руку манипулятора и поднимает груз некоторой массы $m_{гр}$ на необходимую высоту $X_{п}$. При опускании груза давление в полости пневмомускула понижается до начального, p_A , тем самым опуская руку манипулятора в начальное положение, $X_{п} = 0$.

Уравнение движения пневмомускула будет выглядеть следующим образом:

$$T = \pi D_0 \frac{(p - p_A) D \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) - 2c(p, D_0) \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_0)} - 1\right] - 2 \frac{c(p, D_0) x}{L_0} \operatorname{tg}(\alpha_0) \operatorname{tg}(\alpha)}{2 \operatorname{tg}(\alpha_0) \operatorname{tg}(\alpha)} - \frac{\pi D_0^2 (p - p_A)}{4}, \quad (8)$$

где $c(p, D_0) = (aD_0^b)p + (dD_0 + e)$ – жесткость пневмомускула, a, b, d, e – корректирующие коэффициенты, D_0 – начальный диаметр пневмомускула, D – диаметр пневмомускула после подачи давления, p – давление сжатого воздуха в полости пневмомускула, x – координата пневмомускула, L_0 – начальная длина оболочки пневмомускула, α_0 – начальный угол укладки корда, α – угол укладки корда после подачи давления, p_A – атмосферное давление.

Расчетные кривые, полученные по выражению (8), показали хорошую сходимость с экспериментальными кривыми пневмомускула в пределах 10 % [14]. На рис. 4 представлены экспериментальные кривые пневмомускула DMSP-40 используемого в манипуляторе, полученные в результате моделирования по уравнению (8). Расхождение на режимах $p_p = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$ МПа для DSMP-40 также лежит в пределах 10 %.

При моделировании газодинамических процессов в полости пневмомускула были приняты следующие допущения [15]:

- 1) воздух в полости рассматривается как идеальный газ без внутреннего трения;
- 2) протекающие процессы в магистрали и полости пневмомускула принимаются квазистационарными;

$$(M_{пр} + M_{гр})x' = T - N_{пр} - N_{гр} - hx', \quad (7)$$

где T – сила, развиваемая оболочкой пневмомускула, h – коэффициент вязкого трения.

Ранее авторами статьи была разработана модель, описывающая силу, развиваемую пневмомускулом с учетом изменения диаметра оболочки и угла укладки корда [14]:

3) течение газа в трубопроводе принимается изотермическим;

4) температура и давление газа в магистрали принимаются постоянными;

5) теплообмен газа в полости пневмомускула с окружающей средой не учитывается.

С учетом допущений получено уравнение, описывающее изменение давления газа при наполнении полости пневмомускула сжатым воздухом:

$$p' = \frac{k f_H \sqrt{RT_M}}{V \sqrt{\zeta_H}} \sqrt{p_M^2 - p^2} - \frac{kp}{V} V', \quad (9)$$

где f_H – площадь поперечного сечения трубопровода линии нагнетания, R – газовая постоянная ($R = 287$ Дж/кг·К), T_M – температура газа в магистрали, ζ_H – коэффициент сопротивления трубопровода линии нагнетания, V –

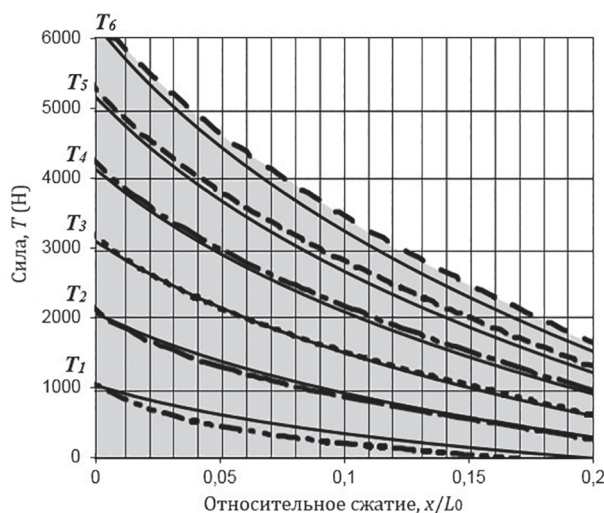


Рис. 4. Графики статических характеристик пневмомускула DMSP-40: штриховые линии – экспериментальные кривые из каталога фирмы FESTO, сплошные линии – результаты расчетов по выражению (8); T_1 при $p_p = 0,1$ МПа; T_2 при $p_p = 0,2$ МПа; T_3 при $p_p = 0,3$ МПа; T_4 при $p_p = 0,4$ МПа; T_5 при $p_p = 0,5$ МПа; T_6 при $p_p = 0,6$ МПа

объем пневмомускула после подачи давления, k – показатель адиабаты для воздуха ($k = 1,4$), p_M – магистральное давление.

Уравнение, описывающее изменение давления газа при опустошении полости пневмомускула, будет иметь следующий вид:

$$p' = -\frac{k f_B \sqrt{RT_M}}{V \sqrt{\zeta_B}} \left(\frac{p}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{p^2 - p_A^2} + \frac{k \pi D p}{V} V', \quad (10)$$

где f_B – площадь поперечного сечения трубопровода выхлопной линии, ζ_B – коэффициент сопротивления трубопровода выхлопной линии.

Выразим объем полости нагнетания V через диаметр D пневмомускула после подачи давления, его начальную длину L_0 и величину сжатия x , получим:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} (L_0 - x). \quad (11)$$

Дифференцируя выражение (11) получим изменение объема пневмомускула:

$$V' = \frac{\pi D}{2} (L_0 - x) D' - \frac{\pi D^2}{4} x'. \quad (12)$$

Выражения для диаметра D и угла α после подачи давления будет иметь следующий вид [14]:

$$D = D_0 \left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_0)}, \quad (13)$$

$$\alpha = \arccos \left(\left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \cos(\alpha_0) \right). \quad (14)$$

Дифференцируя выражения (13) и (14) получим выражения для изменения диаметра пневмомускула и угла укладки корда:

$$D' = -\frac{D_0}{L_0} \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_0)} x' + \left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \frac{D_0}{\operatorname{tg}(\alpha_0) \cos^2(\alpha)} \alpha', \quad (15)$$

$$\alpha' = \frac{1}{\sqrt{1 - \left[\left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \cos^2(\alpha_0) \right]}} \frac{\cos(\alpha_0)}{L_0} x'. \quad (16)$$

Подставляя значения V и V' из уравнений (11) и (12) в (9), получим следующее уравнение, описывающее изменение давления в полости пневмомускула при его наполнении:

$$p' = \frac{k f_H \sqrt{RT_M}}{\frac{\pi D^2}{4} (L_0 - x) \sqrt{\zeta_H}} \sqrt{p_M^2 - p^2} - \frac{k \pi D p}{\frac{\pi D^2}{2} (L_0 - x)} \left[(L_0 - x) D' - \frac{D}{2} x' \right]. \quad (17)$$

Аналогично, подставляя значения V и V' из уравнений (11) и (12) в (10), получим следующее уравнение, описывающее изменение давления в полости пневмомускула при его опустошении:

$$p' = -\frac{k f_B \sqrt{RT_M}}{\frac{\pi D^2}{4} (L_0 - x) \sqrt{\zeta_B}} \left(\frac{p}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{p^2 - p_A^2} + \frac{k \pi D p}{\frac{\pi D^2}{2} (L_0 - x)} \left[(L_0 - x) D' - \frac{D}{2} x' \right]. \quad (18)$$

Таким образом, уравнения (7), (8), (13)–(17) с учетом (3)–(6) представляют собой математическую модель привода манипулятора, поднимающего груз:

$$\left\{ \begin{aligned} (M_{\text{ПР}} + M_{\text{ГР}})x'' &= T - N_{\text{ПР}} - N_{\text{ГР}} - hx', \\ T &= \pi D_0 \frac{(p - p_A)D \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) - 2c(p, D_0) \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)} - 1 \right]}{2\text{tg}(\alpha_0)\text{tg}(\alpha)} - \pi D_0 \frac{c(p, D_0)x}{L_0} - \\ &\quad - \frac{\pi D_0^2 (p - p_A)}{4}, \\ p' &= \frac{k f_H \sqrt{RT_M}}{\frac{\pi D^2}{4} (L_0 - x) \sqrt{\zeta_H}} \sqrt{p_M^2 - p^2} - \frac{k \pi D p}{\frac{\pi D^2}{2} (L_0 - x)} \left[(L_0 - x) D' - \frac{D}{2} x' \right], \\ D &= D_0 \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)}, \\ \alpha &= \arccos \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \cos(\alpha_0) \right], \\ D' &= -\frac{D_0}{L_0} \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)} x' + \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{D_0}{\text{tg}(\alpha_0) \cos^2(\alpha)} \alpha', \\ \alpha' &= \frac{1}{\sqrt{1 - \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \cos^2(\alpha_0) \right]^2}} \frac{\cos(\alpha_0)}{L_0} x'. \end{aligned} \right. \quad (19)$$

Уравнения (7), (8), (13)–(16), (18) с учетом (3)–(6) образуют модель для привода манипулятора, опускающего груз:

$$\left\{ \begin{aligned} (M_{\text{ПР}} + M_{\text{ГР}})x'' &= T - N_{\text{ПР}} - N_{\text{ГР}} - hx', \\ T &= \pi D_0 \frac{(p - p_A)D \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) - 2c(p, D_0) \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)} - 1 \right]}{2\text{tg}(\alpha_0)\text{tg}(\alpha)} - \\ &\quad - \pi D_0 \frac{c(p, D_0)x}{L_0} - \frac{\pi D_0^2 (p - p_A)}{4}, \\ p' &= -\frac{k f_B \sqrt{RT_M}}{\frac{\pi D^2}{4} (L_0 - x) \sqrt{\zeta_B}} \left(\frac{p}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{p^2 - p_A^2} + \frac{k \pi D p}{\frac{\pi D^2}{2} (L_0 - x)} \left[(L_0 - x) D' - \frac{D}{2} x' \right], \\ D &= D_0 \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)}, \\ \alpha &= \arccos \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \cos \alpha_0 \right], \\ D' &= -\frac{D_0}{L_0} \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha_0)} x' + \left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{D_0}{\text{tg}(\alpha_0) \cos^2(\alpha)} \alpha', \\ \alpha' &= \frac{1}{\sqrt{1 - \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \cos^2(\alpha_0) \right]^2}} \frac{\cos(\alpha_0)}{L_0} x'. \end{aligned} \right. \quad (20)$$

Результаты и их обсуждение

На рис. 5 представлены графики динамических характеристик манипулятора мускульного типа при поднятии и опускании груза, полученные при решении систем уравнений (19), (20) и в пересчете на параметры манипулятора по уравнениям (1), (2).

Из графиков видно, что подъем максимального груза ($m_{гр} = 30 \text{ кг}$) на максимальную высоту, $X_{п\max} = 1,2 \text{ м}$, происходит за время $t_{п} = 1,7 \text{ с}$. При этом максимальная скорость подъема груза не превышает максимальную ($X'_{п} = 1,9 \text{ м/с}$). Опускание груза происходит за время $t = 1,5 \text{ с}$.

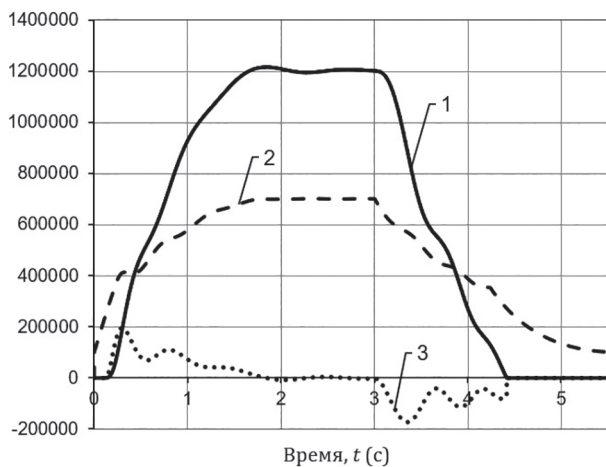


Рис. 5. Графики динамических характеристик при поднятии и опускании груза манипулятором:

- 1 — координата руки манипулятора, $X_{п} \cdot 10^6$, м;
2 — изменение давления в полости привода, p , МПа;
3 — скорость подъема груза манипулятором, $X'_{п} \cdot 10^5$, м/с

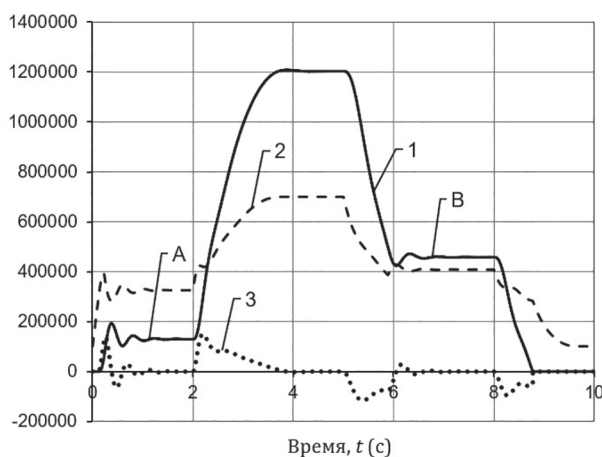


Рис. 6. Графики динамических характеристик при поднятии и опускании груза манипулятором и остановке его в промежуточных положениях:

- 1 — координата руки манипулятора, $X_{п} \cdot 10^6$, м;
2 — изменение давления в полости привода, p , МПа;
3 — скорость подъема груза манипулятором, $X'_{п} \cdot 10^5$, м/с; участок А и В — остановка груза

На рис. 6 показаны графики динамических характеристик при остановке руки манипулятора в промежуточных позициях: участок А соответствует остановке груза при его подъеме, участок В — при его опускании. Из графика видно, что выход руки манипулятора в требуемую позицию при подъеме груза происходит за 1,2 с, а при опускании груза за 0,8 с.

Выводы

Разработана модель для исследования динамических характеристик промышленного манипулятора мускульного типа с новым выражением для статических характеристик пневмомускула фирмы FESTO. Полученная математическая модель позволяет оценить такие параметры как время подъема и опускания груза, время остановки груза в промежуточных положениях, скорость подъема и опускания груза, изменение давления в процессе перемещения груза, а также оценить характер переходных процессов. Данная математическая модель может применяться для инженерных расчетов при разработке манипуляторов мускульного типа аналогичных конструкций.

Литература

1. Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: учебное пособие. СПб: Издательство «Лань», 2012. 560 с.
2. Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. и др. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. Е.В. Герца. М.: Машиностроение, 1981. 408 с.
3. Fluidic Muscle DMSP_EN.pdf. Режим доступа: https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP_EN.PDF
4. Hesselroth T., Sarkar K., Patrick van der Smagt P., Shulten K. Neural Network Control of Pneumatic Robot Arm // IEEE Trans Syst., Man., Cybernetics. 1994. Vol. 24. No. 1. P. 28–38.
5. Chang M.K., Yuan, T.H. Experimental Implementations of Adaptive Self-Organizing Fuzzy Sliding Model Control to 3-DOF Rehabilitation Robot // International Journal of Innovative Computing, Information and Control. 2009. Vol. 5 (10B). P. 3391–3404.
6. Kyong Kwan Ahn, Tu D.C.T. Intelligent Switching Control of a Pneumatic Muscle Robot Arm Using Learning Vector Quantization Neural Network // Mechatronics. 2007. Vol. 17. P. 255262.
7. Patrick van der Smagt, P., Groen, F., Shulten K. Analysis and Control of Rubbertuator Arm // Biol. Cybernetics. 1996. Vol. 75. P. 433–440.

8. Колесникова Е.Г., Савинская Е.А., Умнов В.И. Гибкие приводы в робототехнике // Молодежный вестник ИРГТУ. 2012. № 1. С. 2–9.
9. Caldwell D.G., Tsagarakis N., Medrano-Cerda G.A., Schofield J., Brown S. A Pneumatic Muscle Actuator Driven Manipulator for Nuclear Waste Retrieval // Control Engineering Practice. 2001. Vol. 9. P. 23–36.
10. Deaconescu T., Deaconescu A. Pneumatic Muscle-Actuated Adjustable Compliant Gripper System for Assembly Operations // Strojnicki Vestnik – Journal of Mechanical Engineering. 2007. Vol. 63. No. 4. P. 225–234.
11. Назаров Ф.М., Форенталь В.И., Форенталь М.В. Проектирование и расчет трехкоординатной качающейся платформы с пневматическим приводом // Изв. Самарского науч. центра РАН. 2015. Т. 17. № 2 (4). С. 851–858.
12. Hosovsky A., Havran M. Dynamic Modelling of One Degree of Freedom Pneumatic Muscle-Based Actuator for Industrial Applications // Tehnicki Vjestnik. 2012. Vol. 19, No. 3. P. 677–681.
13. Pitel J., Tothova M. Modelling of Pneumatic Muscle Actuator Using Hill's Model with Different Approximations of Static Characteristics of Artificial Muscle // MATEC Web of Conferences. CISC, 2016. Vol. 76. DOI: 10.1051/mateconf/20167602015
14. Донской А.С., Коткас Л.А. Математическое моделирование статических характеристик пневматического мускула // Вестник УГАТУ. 2018. № 4. С. 48–55.
15. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2009. 122 с.
4. Hesselroth T., Sarkar K., Patrick van der Smagt P., Shulten K. Neural Network Control of Pneumatic Robot Arm. IEEE Trans Syst., Man., Cybernetics. 1994. Vol. 24. No. 1, pp. 28–38.
5. Chang M.K., Yuan, T.H. Experimental Implementations of Adaptive Self-Organizing Fuzzy Sliding Model Control to 3-DOF Rehabilitation Robot. International Journal of Innovative Computing, Information and Control. 2009. Vol. 5 (10B), pp. 3391–3404.
6. Kyong Kwan Ahn, Tu D.C.T. Intelligent Switching Control of a Pneumatic Muscle Robot Arm Using Learning Vector Quantization Neural Network. Mechatronics. 2007. Vol. 17, pp. 255–262.
7. Patrick van der Smagt, P., Groen, F., Shulten K. Analysis and Control of Rubbertuator Arm. Biol. Cybernetics. 1996. Vol. 75, pp. 433–440.
8. Kolesnikova E.G., Savinskaya E.A., Umnov V.I. Flexible drives in robotics. *Molodezhnyj vestnik IRGTU*. 2012. No 1, pp. 2–9 (in Russ.).
9. Caldwell D.G., Tsagarakis N., Medrano-Cerda G.A., Schofield J., Brown S. A Pneumatic Muscle Actuator Driven Manipulator for Nuclear Waste Retrieval. Control Engineering Practice. 2001. Vol. 9, pp. 23–36.
10. Deaconescu T., Deaconescu A. Pneumatic Muscle-Actuated Adjustable Compliant Gripper System for Assembly Operations. Strojnicki Vestnik – Journal of Mechanical Engineering. 2007. Vol. 63. No. 4, pp. 225–234.
11. Nazarov F.M., Forental' V.I., Forental' M.V. Design and calculation of a three-axis swing platform with pneumatic drive. *Izv. Samarskogo nauch. centra RAN*. 2015. Vol. 17. No 2 (4), pp. 851–858 (in Russ.).
12. Hosovsky A., Havran M. Dynamic Modelling of One Degree of Freedom Pneumatic Muscle-Based Actuator for Industrial Applications. Tehnicki Vjestnik. 2012. Vol. 19. No. 3, pp. 677–681.
13. Pitel J., Tothova M. Modelling of Pneumatic Muscle Actuator Using Hill's Model with Different Approximations of Static Characteristics of Artificial Muscle. MATEC Web of Conferences. CISC. 2016. Vol. 76. DOI: 10.1051/mateconf/20167602015
14. Donskoj A.S., Kotkas L.A. Mathematical modeling of the static characteristics of the pneumatic muscle. *Vestnik UGATU*. 2018. No 4, pp. 48–55 (in Russ.).
15. Donskoj A.S. Matematicheskoe modelirovanie процессов v pnevmaticheskikh privodakh: Ucheb. posobie [Mathematical modeling of processes in pneumatic drives: Textbook]. SPb.: Izd-vo Politekhnikeskogo un-ta Publ., 2009. 122 p.

References

1. Lozoveckij V.V. *Gidro- i pnevmosistemy transportno-tekhnologicheskikh mashin: Uchebnoe posobie* [Hydro and pneumatic systems of transport-technological machines: training manual]. SPb: Izdatel'stvo «Lan'» Publ., 2012. 560 p.
2. Gerc E.V., Kudryavcev A.I., Lozhkin O.V. i dr. *Pnevmaticheskie ustrojstva i sistemy v mashinostroenii: Spravochnik* [Pneumatic devices and systems in mechanical engineering: Reference]. Pod obshch. red. E.V. Gerc. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 408 p.
3. Fluidic Muscle DMSP_EN.pdf. Rezhim dostupa: https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP_EN.PDF

MATHEMATICAL MODELING OF A MUSCULAR-TYPE PNEUMATIC MANIPULATOR

L.A. Kotkas, DSc in Engineering **A.S. Donskoj**, DSc in Engineering **A.A. Zharkovskij**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

kotkas334@gmail.com

The article is dedicated to dynamic modelling of industrial pneumatic manipulator with linear actuator of a membrane type – pneumatic muscle. The main part of a pneumatic muscle is a cylindrical membrane reinforced by inextensible threads. Pneumatic muscle has several advantages over pneumatic cylinder such as smooth speed adjustment, longer operating life and higher power-to-weight ratio. Pneumatic muscle-based manipulators due to properties of actuator have lighter construction than manipulators with pneumatic cylinders, provide human-safe and environmentally friendly operation. The manipulator driven by pneumatic muscle can be used in contaminated and extremal environments, for simple operations in different industry fields. The manipulator studied in the paper is powered by FESTO pneumatic muscle. Nowadays many authors have developed models of similar manipulators with equations of static characteristics of FESTO pneumatic muscle that contain many empirical coefficients. The main aim of this article is to elaborate mathematical model to obtain dynamic characteristics of raising and lowering a load with new equation for static characteristics of pneumatic muscle. This equation contains minimum number of coefficients, represents work principle of pneumatic muscle and make possible to obtain static characteristics with up to 10 % accuracy. Presented mathematic model for pneumatic muscle-based manipulator also contains differential equation of actuator motion, equations of pressure change in the bladder of actuator, equations of diameter and thread angle change. Model allows to estimate dynamic behavior and significant parameters of muscle-based manipulator dynamics such as time and velocity of raising and lowering a load and can be used for calculation of manipulator of similar construction.

Keywords: pneumatic artificial muscle, pneumatic actuator, linear actuator of a membrane type, pneumatic muscle-based manipulator, static characteristics, dynamic characteristics.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АДАПТЕРА ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ

Лавриков А.А., к.т.н. Малеев Р.А., к.т.н. Зуев С.М., Шматков Ю.М.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

eoqe@mospolytech.ru

В статье рассмотрен принцип работы адаптера для выравнивания напряжений (пассивного метода) для Li-Ion аккумуляторной батареи, смоделированного в программе Simulink, приведены характеристики устройства, полученные в результате моделирования, а также представлен способ задания параметров ячеек батареи с расчетными коэффициентами. Рассмотрены два метода выравнивания напряжения на ячейках аккумуляторной батареи. Проведен анализ этих методов, выявлены их преимущества и недостатки. Разработана модель адаптера напряжений пассивным методом в программе Simulink с Li-Ion аккумуляторной батареей, состоящей из 4-х ячеек. Представлены назначения и задачи требуемых параметров с подробным описанием закладок. Определены разрядные характеристики, проведен анализ работы цепей заряда-разряда аккумуляторных батарей под управлением силовых ключей с описанием подсистем. Представлены алгоритмы работы пяти подсистем модели, управляющих зарядом и разрядом батареи. Разработана логическая схема, определяющая условия начала и окончания работы адаптера, отвечающая за его функционирование, приводится ее описание. При достижении одной из ячеек батареи среднего уровня напряжения, шунтирующий ее резистор отключается. В результате напряжение возрастет и когда снова превысит средний уровень, шунтирующий резистор снова подключится. Далее цикл повторится. Адаптер напряжения включается в момент начала моделирования и работает несколько циклов. В результате работы адаптера разброс выходных напряжений ячеек снижется и увеличивается длительность их разряда. Представлены осциллограммы значения напряжений и токов в цепи аккумуляторной батареи, полученные в результате моделирования. Разработанный адаптер позволяет в значительной степени снизить разброс степени заряда на ячейках аккумуляторной батареи (с 45 % до 0,2 %) при значительном увеличении разряда (с 27 минут до 57 минут). Представленные результаты математического моделирования говорят о достаточной сходимости параметров реальных аккумуляторных ячеек и их моделей в Simulink. На основании математического моделирования были сформулированы требования к пассивному адаптеру напряжений.

Ключевые слова: адаптер напряжений аккумуляторной батареи, выравнивающие резисторы, литий-ионная батарея, модель Simulink, зарядные/разрядные кривые.

Введение

Известно, что отдельные ячейки аккумуляторных батарей заряжаются неравномерно вследствие разброса их параметров [1, 2, 3]. Батарея считается несбалансированной, если различие в уровне напряжений отдельных аккумуляторных ячеек превышает заданный предел (обычно 100 мВ [4]). Если различие между напряжениями на отдельных ячейках меньше заданного предела, то такую батарею можно считать сбалансированной.

Для выравнивания напряжения на отдельных ячейках аккумуляторной батареи используются специальные адаптеры.

Существует два метода выравнивания напряжения на ячейках аккумуляторной бата-

реи: активный и пассивный [5]. Активный метод предполагает перераспределение энергии между ячейками аккумуляторной батареи. Пассивный метод предполагает рассеивание избыточной энергии ячеек, поэтому его также называют методом «рассеивающих резисторов». В том случае, если балансировка пассивным методом осуществляется только при заряде батареи, то такую балансировку иногда выделяют в отдельный метод и называют «методом полного заряда» [6].

Целью исследований является разработка методики выравнивания напряжений на ячейках аккумуляторной батареи с использованием пассивного адаптера напряжений на основании результатов математического моделирования.

Основная часть

Рассмотрим модель адаптера напряжений пассивного метода в программе Simulink с Li-Ion аккумуляторной батареей, состоящей из 4-х ячеек (Cell1-Cell4), которая представлена на рис. 1.

В окне блока ячейки аккумуляторной батареи на закладке Parameters, производится задание ее параметров.

Зададим следующие параметры ячеек батареи:

- тип батареи – Li-Ion;
- номинальное напряжение – 3,6 В;
- проектируемая емкость – 10 А·ч;
- степени заряда Cell1 – 95 %, Cell2 – 90 %, Cell3 – 85 %, Cell4 – 50 %.

Рассмотрим назначение и зададим требуемые параметры на этой закладке:

1. **Battery Type** – Тип батареи. Из выпадающего списка можно выбрать Li-Ion, NiMh, NiCd и Свинцово-кислотную. Выбираем Li-Ion. Название выбранного типа батареи отобразится под блоком ячейки.

2. **Nominal Voltage** (V_n , В) – Напряжение в конце линейного участка разрядной характеристики (номинальное напряжение). Ставим 3,6 В.

3. **Rated Capacity** (C_{pr} , А·ч) – Проектируемая емкость батареи. Установим значение 10 А·ч.

4. **Initial State of Charge**(%) – Степень заряда батареи на момент начала моделирования. 100 % соответствует полному заряду, 0 % – полному разряду батареи. Установим разброс заряда для ячеек батареи: Cell1 – 95 %, Cell2 – 90 %, Cell3 – 85 %, Cell4 – 50 % (Максимальный разброс составил 45 %).

5. **Used Parameters based on Battery type and nominal values** – Использование параметров, основанных на типе батареи и номинальных значениях. При установке флажка в квадрате этого пункта все нижеприведенные значения (п. 6–11) будут рассчитаны автоматически, по заложенным в программу коэффициентам для батареи выбранной в п.1 с заданными параметрами п. 2–3. Установим флажок в квадрате этого пункта. При описании следующих параметров (п. 6–11) представлены формулы, по которым они автоматически рассчитываются программой Simulink [7].

6. **Maximum Capacity** (C_{max} , А·ч) – Максимальная теоретическая емкость батареи. $C_{max} = 1 \cdot C_{pr} = 10 \text{ А·ч}$.

7. **Fully Charged Voltage** (V) – Напряжение полного заряда батареи для заданного разрядного тока. Следует обратить внимание, что оно не является напряжением холостого хода батареи. $V_{зар} = 1,164 \cdot V_n = 4,1904 \text{ В}$.

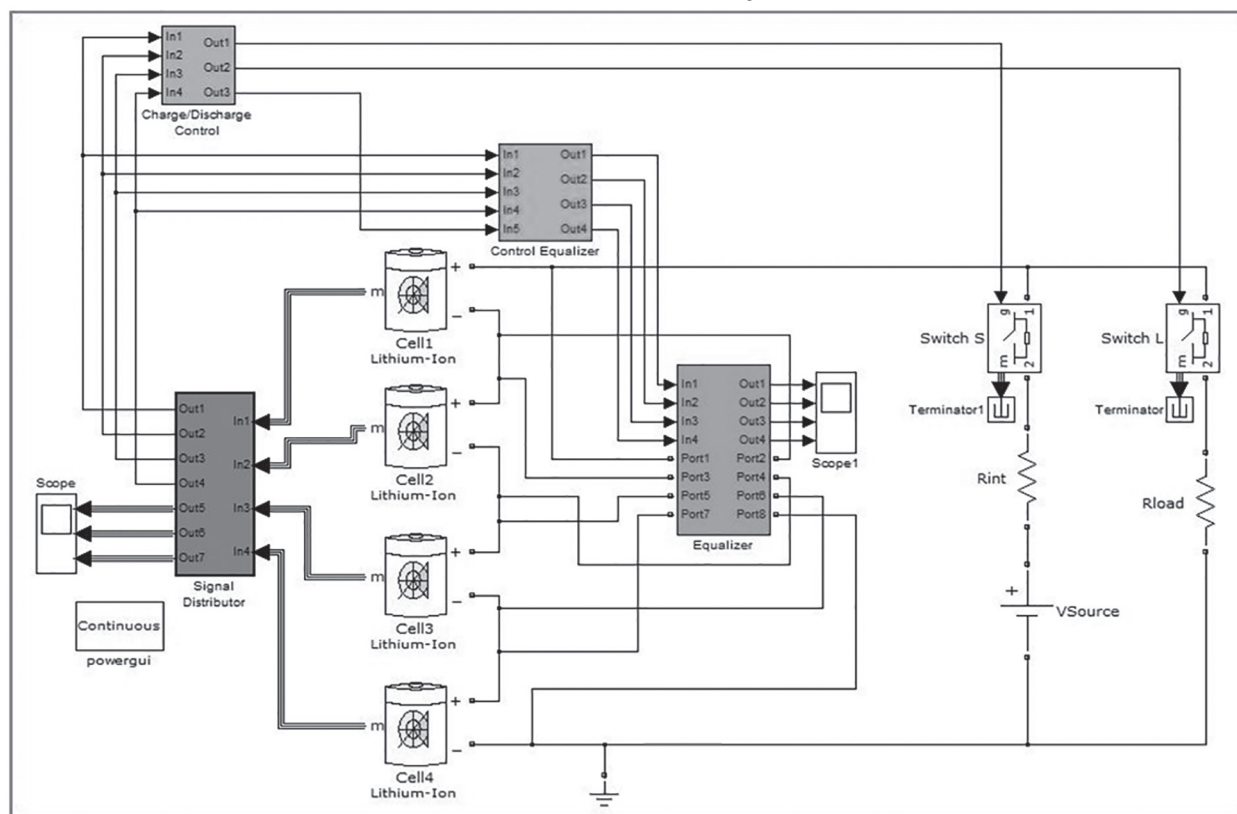


Рис. 1. Модель схемы пассивной балансировки в программе Simulink

8. **Nominal Discharge Current (A)** – Номинальный разрядный ток. Следует обратить внимание, что номинальный разрядный ток $I_{\text{ном}}$ при автоматическом расчете $\neq 1 \cdot C_{\text{пр}}$ $I_{\text{ном}} = 0,43478 \cdot C_{\text{пр}} = 4,3478$ А. Если требуется задать $I_{\text{ном}} = 1 \cdot C_{\text{пр}}$ то необходимо снять флажок в п.5.

9. **Internal Resistance (Ohms)** – Внутреннее сопротивление батареи. $R_{\text{int}} = V_{\text{ном}} / (C_{\text{пр}} \cdot 100) = 0,0036$ Ом.

10. **Capacity (Ah) @ Nominal Voltage** – Емкость при номинальном напряжении. $C_{\text{ном}} = 0,90435 \cdot C_{\text{пр}} = 9,0435$ А·ч.

11. **Exponential zone [Voltage(V), Capacity (Ah)]** – Экспоненциальная зона [Vexp, Cexp] на разрядной характеристике батареи при токе Nominal Discharge Current. На этой зоне напряжение изменяется экспоненциально от Fully Charged Voltage до Vexp. Продолжительность этого изменения равно Cexp деленное на Nominal Discharge Current.

Напряжение экспоненциальной зоны: $V_{\text{exp}} = 1,0804 \cdot V_{\text{ном}} = 3,8894$ В.

Емкость экспоненциальной зоны: $C_{\text{exp}} = 0,04913 \cdot C_{\text{пр}} = 0,4913$ А·ч.

На закладке View Discharge Characteristics предоставляется возможность просмотреть разрядные характеристики батареи, построенные по заданным параметрам при номинальном токе. Для этого следует поставить флажок в квадрате Plot Discharge Characteristics. В строке Discharge Current задают значения токов, для которых также следует посмотреть разрядные характеристики.

Рассмотрим разрядные характеристики в виде зависимости напряжения от времени (Units->Time) и напряжения от емкости (Units->Ampere-hour).

На закладке Battery Dynamics задают время отклика аккумулятора. Это время, за которое напряжение на батарее возрастает до 95 % от установившегося уровня (напряжения холостого хода, соответствующего текущему уровню заряда) после отключения нагрузки (ток нагрузки – $1 \cdot C_{\text{пр}}$). Для всех типов батарей принимаем значение времени отклика по умолчанию – 30 секунд.

Рассмотрим цепи заряда и разряда батареи.

Заряд батареи осуществляется от источника постоянного напряжения VSource (его внутреннее сопротивление задается резистором Rint) при открытии силового ключа Switch S. Разряд батареи осуществляется при подключе-

нии к батарее нагрузки Rload посредством открытия силового ключа Switch L. Неиспользуемые выходы блоков силовых ключей (и других блоков, выходы которых не используются) подаются на специальные заглушки – Terminator.

Для того чтобы заряд и разряд батареи от источника VSource (20 В) осуществлялся током 10А, величины сопротивлений Rint и Rload выбраны соответственно 0,38 и 1,55 Ом.

Рассмотрим 5 подсистем, находящихся на схеме.

1. Подсистема Signal Distributor направляет сигналы от ячеек батареи (с информацией о токе (I, A), напряжении (V, B) и степени заряда (%)) с мультиплексированных входов In1–4 на осциллограф (мультиплексированные выходы Out5–7). На подсистемы Charge/Discharge Control и Control Equalizer она подает сигналы через выходы Out1–4 с информацией о напряжении на ячейках. На выход Out5 подается информация о степени заряда ячеек (SOC, %), а на Out6 и Out7 – соответственно напряжение (V, B) на ячейках и ток (I, A), протекающий через них.

Информация о протекающих через ячейки токах и их зарядах не поступают в подсистему Control Equalizer, т.к. здесь моделируется устройство балансировки (адаптер), опирающееся только на уровни напряжений.

2. Подсистема Charge/Discharge Control через выходы Out1 и Out2 управляет зарядом и разрядом батареи (заряд батареи – S открыт, L закрыт, при разряде – наоборот).

При подаче на управляющий вход “g” силового ключа сигнала лог. “0” – он закрывается, а при подаче сигнала лог. “1” – открывается.

Алгоритм работы подсистемы следующий.

В момент начала моделирования на выходах Out1 и Out2 подсистемы будет лог. “0” и лог. “1”.

При разряде, как только напряжение на какой-либо ячейке батареи опустится ниже допустимого уровня (3,2 В), подсистема отключит нагрузку и подключит источник напряжения, посылая сигналы лог. “1” и лог. “0”, соответственно с выходов Out1 и Out2.

При заряде, как только напряжение на какой-либо ячейке батареи превысит допустимый уровень (4,2 В), подсистема отключит батарею от источника напряжения и подключит нагрузку, посылая сигналы лог. “0” и лог. “1”, соответственно с выходов Out1 и Out2.

3. Подсистема Equalizer (рис. 2) осуществляет подключение к ячейкам батареи рассе-

ивающих резисторов (Rb1–Rb4) через порты Port1–Port8 (к ячейке Cell1 подсоединяется резистор Rb1 через порты Port1 и Port2, к ячейке Cell2 резистор Rb2 – через порты Port3 и Port4 и т.д.) при открытии соответствующих транзисторов Switch1–Switch4.

Эта подсистема имеет 4 входа управления In1–In4, на которые поступают сигналы с выходов Out1–Out4 подсистемы Control Equalizer, и 4 выхода Out1–Out4 на осциллограф для визуализации токов, протекающих через выравнивающие резисторы.

Если на какой-либо из входов этой подсистемы, например, In1, поступает сигнал логическая “1”, то подсоединенный к этому входу силовой ключ Switch1 открывается и через резистор Rb1 начинает протекать выравнивающий ток. При поступлении на вход In1 сигнала логический “0”, силовой ключ Switch1 закрывается, и балансировка прекращается.

Подсистема Control Equalizer (рис. 3) осуществляет управление подсистемой Equalizer через 4 выхода Out1–Out4. Через ее 4 входа In1–In4 поступает информация о напряжениях на ячейках батареи. Через вход In5 осуществляется синхронизация логической схемы подсистемы, проверяющей условие остановки работы адаптера.

Рассмотрим логическую схему, отвечающую за функционирование адаптера.

С помощью блока сумматора Add1 и блока масштабирования Gain (значение 0,25) определяется среднее значение напряжения на ячейке батареи: $(U_1+U_2+U_3+U_4) \cdot 0,25$. С помощью 4-х блоков Relational Operator 1–4 происходит сравнение среднего значения напряжения с напряжением на каждой аккумуляторной ячейке. Если в результате сравнения, измеренное напряжение на ячейке больше среднего значения напряжения, то на выходе элемента будет логическая “1”, если нет, то логический “0”. Результаты сравнений напряжений 4-х ячеек поступают на D-триггеры flip-flop1–4, синхронизируемые генератором импульсов Pulse Generator с заданной частотой – 0,1 Гц. Сигналы с “Q” выходов триггеров поступают на выходы подсистемы Out1–Out4.

Без D-триггеров Flip-Flop1–4 (рис. 3), когда сигналы с элементов сравнения поступают непосредственно на выходы подсистемы Out1–Out4, возникает ошибка моделирования Simulink [3, 4]. При достижении напряжения на одной из ячеек среднего уровня, шунтирующий ее рассеивающий резистор будет отключен и на ней произойдет увеличение напряжения в несколько единиц мВ. Когда напряжение на этой

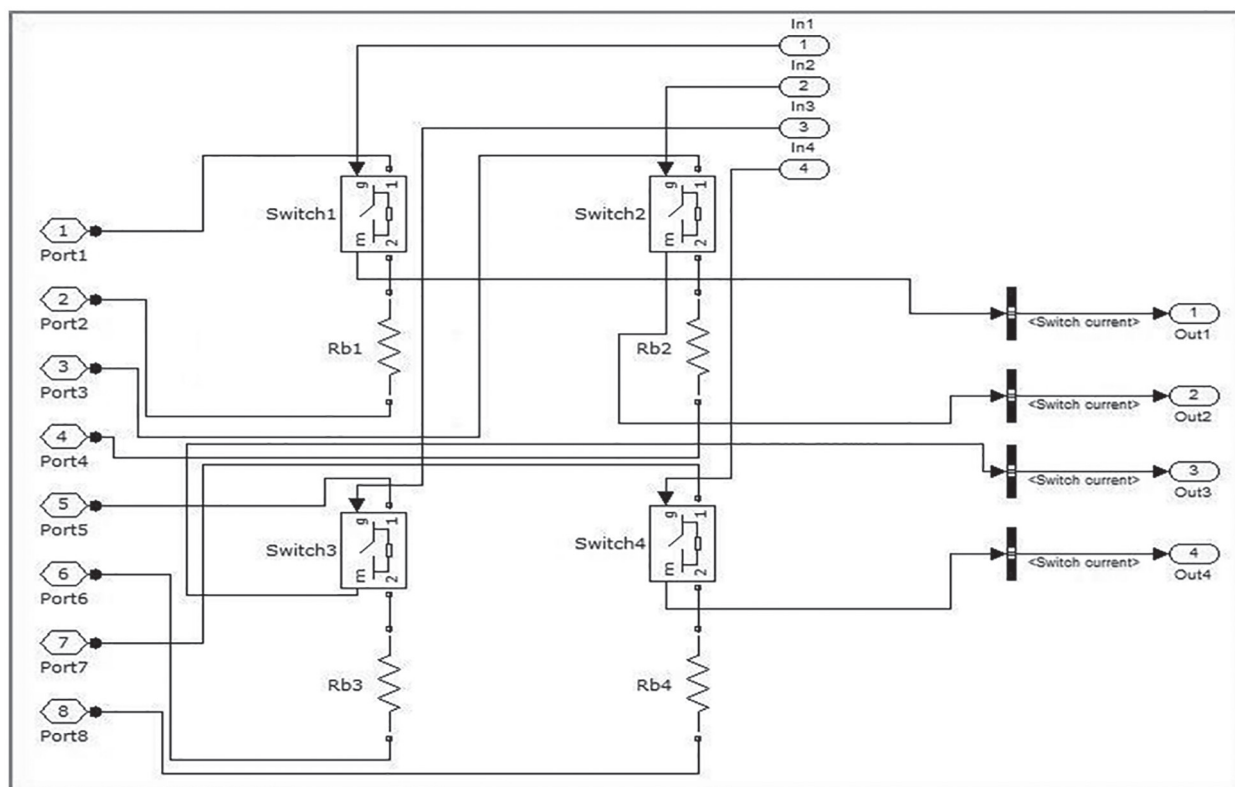


Рис. 2. Подсистема Equalizer

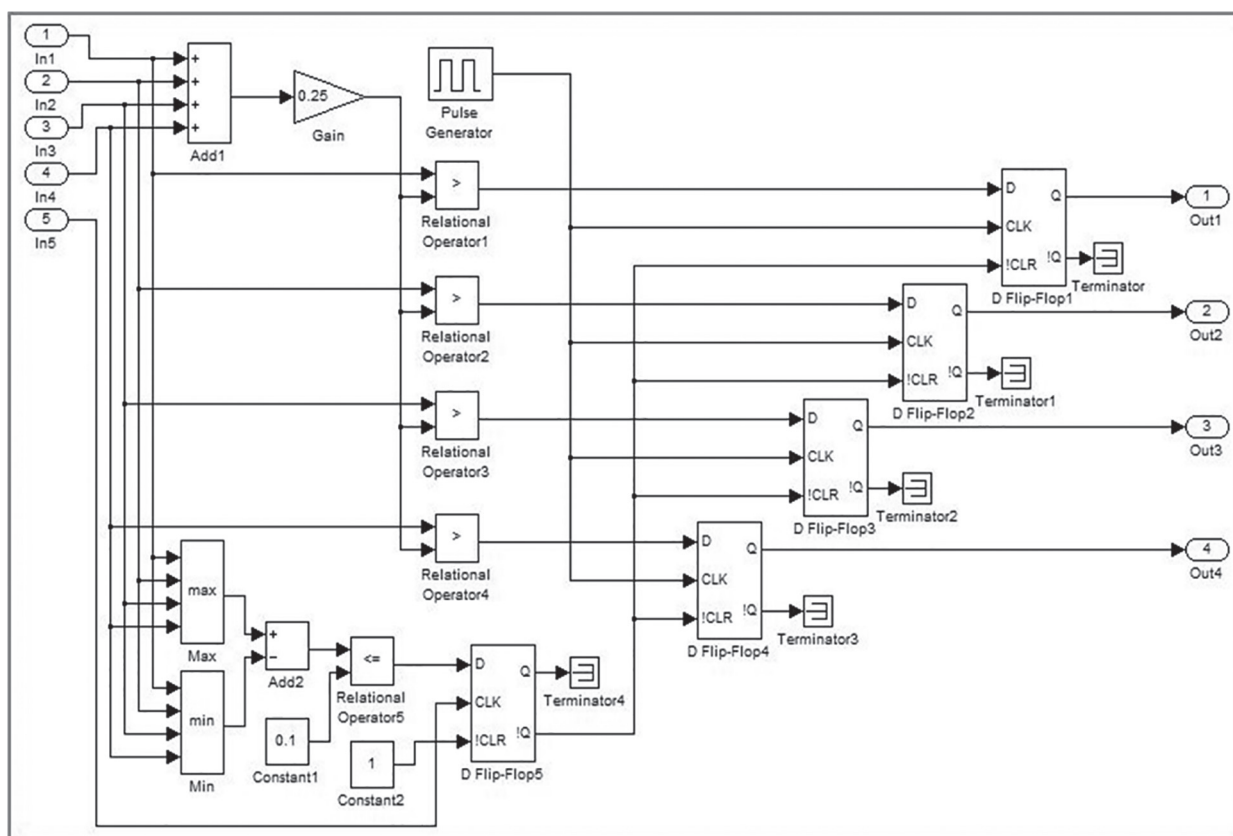


Рис. 3. Подсистема Control Equalizer

ячейке станет снова больше среднего значения, к ней будет подключен рассеивающий резистор, в результате чего, напряжение на ней снова упадет до среднего уровня и рассеивающий резистор снова будет отключен. Шаг моделирования при этом уменьшается настолько, что завершение процесса моделирования не представляется возможным и программа Simulink выдает сообщение об ошибке [2, 5].

Логическая схема, определяющая условие начала и окончания работы адаптера, функционирует следующим образом.

С помощью блоков Max, Min и Add2 находится разница между максимальным и минимальным напряжением на ячейках – ΔU . С помощью блока Relational Operator 5 происходит сравнение величины ΔU с числом, заданным в блоке Constant1 (здесь 0,1 В). Этим числом задается требуемая величина ΔU , при достижении которого адаптер можно выключить. Если в результате сравнения ΔU окажется больше числа, заданного в блоке Constant1, то на выходе блока будет логическая “1”, если нет, то логический “0”. Сигнал с выхода блока Relational Operator 5 поступает на вход D-триггера flip-flop5, который синхронизируется через вход In5 подсистемы Control Equalizer.

На вход In5 поступает сигнал о достижении на любой ячейке батареи граничного (минимального или максимального) уровня напряжения с входа Out3 подсистемы Charge/Discharge Control (рис. 1). В такие моменты наблюдается максимальное значение величины ΔU из-за нелинейной зависимости напряжения ячейки от ее заряда. Таким образом, эта логическая схема принимает решение о включении/выключении адаптера только в моменты достижения максимальных значений ΔU .

С инверсного выхода !Q D-триггера flip-flop5 поступает сигнал на инверсные входы сброса !CLR D-триггеров flip-flop1–4. При подаче на инверсный вход сброса !CLR любого D-триггера логического “0” он будет находиться в сброшенном состоянии (на его выходе Q будет логический “0”, а на выходе !Q – “1”). Подача логической “1” на инверсный вход сброса !CLR D-триггера запрещает его сброс. На инверсный вход сброса !CLR D-триггера flip-flop5 подается сигнал логическая “1” от блока Constant2.

Если на выходе блока Relational Operator 5 будет логическая “1”, то на инверсном выходе !Q D-триггера flip-flop5 будет логический “0”, то следовательно все D-триггеры flip-flop1-4 будут сброшены и на их выходах Q установит-

ся логический “0”. Все выравнивающие резисторы будут отключены от ячеек аккумулятора – адаптер выключен.

Если на выходе блока Relational Operator 5 будет логический “0”, то на инверсном выходе !Q D-триггера flip-flop5 будет логическая “1”, следовательно, все D-триггеры flip-flop1-4 будут работать под управлением логической схемы, отвечающей за работу адаптера.

В этом случае рассеивающие резисторы будут подключаться к ячейкам по мере необходимости – адаптер включен.

Также следует заметить, что в начале моделирования адаптер будет сразу включен в работу, даже если первоначальный разброс в уровне напряжений на ячейках батареи будет менее 0,1В. Это будет происходить по той причине, что у D-триггера flip-flop5 до прихода первого импульса синхронизации (в конце разрядного цикла) на инверсном выходе !Q будет уровень лог.”1”.

5. Блок Powergui представляет собой графический интерфейс пользователя пакета моделирования энергетических систем. Он необходим для задания типа и параметров моделирования (шаг интегрирования). Его параметры были выбраны по умолчанию [1, 4].

Результаты исследования и их обсуждение

Была промоделирована работа адаптера на протяжении 30000 сек (8 ч 20 мин). За это время произошло 6 циклов разряда и 5 циклов заряда (6-й цикл заряда – не окончен).

Адаптер напряжений включается в момент начала моделирования и работает на протяжении 4-х циклов заряда и 5 циклов разряда. В конце 5-го цикла разряда, когда разность в напряжении батарей становится менее 100 мВ (она составила 60 мВ см. таблица 1), адаптер выключается. Общее время работы адаптера напряжений составило 21320 сек (5 ч 54 мин).

В процессе работы адаптера происходит:

- уменьшение разброса в степени заряда ячеек батареи;

- уменьшение разницы между Min и Max напряжениями на ячейках батареи;

- увеличение длительности разряда ячеек батареи.

В таблице 1 представлены результаты моделирования адаптера напряжений. Исходя из таблицы 1 можно заключить, что в результате работы адаптера разброс степени заряда на ячейках батареи сократился с 45 % до 0,8 %. Продолжительность разряда батареи увеличилась с 27 мин. до 57 мин.

Из 4-х ячеек батареи наименьшим зарядом обладает ячейка Cell4. При включении адаптера через резисторы Rb1, Rb2 и Rb3 начинает протекать выравнивающий ток, однако через резистор Rb4 выравнивающий ток протекать не будет, т.к. напряжение на ячейке Cell4 ниже среднего уровня. При достижении напряжения на любой ячейке границы среднего уровня будет происходить коммутация рассеивающего резистора на эту ячейку с частотой 0,1 Гц. По мере приближения напряжений на ячейках батареи к их среднему значению (и уменьшению разницы между Min и Max напряжением) продолжительность таких коммутаций возрастает.

Амплитуда выравнивающих токов на рассеивающих резисторах составляет в среднем 0,8 А (8 % от тока циклирования батареи), следовательно, наибольшая рассеиваемая на отдельном резисторе мощность составляет $P_6 = I_6^2 \cdot R_6 = 0,8^2 \cdot 5 = 3,2$ Вт. При этом придется использовать резисторы мощностью 5 Вт.

При включенном в работу адаптере напряжений, к 4-м ячейкам батареи может быть подключено одновременно от 1-го до 3-х рассеивающих резисторов.

Среднее значение мощности, отдаваемое аккумуляторной батареей, составляет: $P_{\text{бат}} = U_{\text{бат}} \cdot I_{\text{бат}} = 4 \cdot 3,6 \cdot 10 = 144$ Вт. Это означает, что адаптер, на протяжении периода времени своей работы, потребляет от 2,2 % до 6,7 % от мощности заряда/разряда аккумуляторной батареи.

Таблица 1

Результаты моделирования адаптера напряжений

Цикл разряда, №		1	2	3	4	5	6
Разброс в степени заряда ячеек, %	В начале разрядного цикла	45 %	37 %	27 %	18 %	6 %	0,8 %
	В конце разрядного цикла	41 %	33 %	23 %	12 %	0,8 %	0,8 %
Разность между Min и Max напряжениями на ячейках батареи в конце разряда ΔU , В		0,6	0,56	0,52	0,45	0,06	0,06
Продолжительность разряда, мин		27	35	40	46	54	57

Выводы

1. Разработана математическая модель адаптера напряжений аккумуляторной батареи.

2. Модель ячейки аккумуляторной батареи в Simulink в достаточной степени отражает зарядные и разрядные характеристики реальных ячеек Li-Ion аккумуляторов.

3. На основе полученных результатов моделирования можно судить о способности адаптера напряжений выполнять свое предназначение [8–9].

4. К числу недостатков резистивных (пассивных) адаптеров следует отнести их потребность в рассеивающих резисторах большой мощности (5 Вт). Данный недостаток может быть уравновешен высокой скоростью балансировки.

5. Метод математического моделирования работы выравнивающего пассивного адаптера широко используется в учебном процессе на кафедре «Электрооборудование и промышленная электроника» Московского политехнического университета [10–15], в том числе в рамках проектной деятельности и стажировок студентов [16–17].

Литература

1. Варламов Д.О., Еременко В.Г., Якунов Д.М. Моделирование устройства балансировки на повышающих DC/DC преобразователях для LiFePO₄ аккумуляторной батареи // Практическая силовая электроника. 2016. № 3 (63). С. 16–20.
2. Варламов Д.О., Скворцов А.А., Хортов В.П. Обзор активных устройств балансировки, предназначенных для тяговых аккумуляторных батарей в электрическом транспорте // Журнал автомобильных инженеров. 2016. № 4 (99). С. 21–23.
3. Варламов Д.О., Скворцов А.А., Хортов В.П. Моделирование активного устройства балансировки аккумуляторной батареи электромобиля в режиме перераспределения энергии в программе MATLAB/SIMULINK // Журнал автомобильных инженеров. 2016. № 5 (100). С. 26–29.
4. Еременко В.Г., Варламов Д.О., Лавриков А.А. Моделирование устройства балансировки напряжений с коммутируемым конденсатором на каждую пару последовательно соединенных LI-ION аккумуляторов в программе PSPICE // Практическая силовая электроника. 2015. № 1 (57). С. 41–45.
5. Еременко В.Г., Варламов Д.О., Нян Л.А. Однофазный инвертор с интегрированным быстродействующим релейным и широтно-импульсным стабилизатором напряжения // Практическая силовая электроника. 2015. № 4 (60). С. 43–46.
6. Варламов Д.О., Еременко В.Г. Устройство балансировки напряжений с коммутируемым конденсатором и его моделирование в программе PSPICE // Практическая силовая электроника. 2013. № 2 (50). С. 49–51.
7. Варламов Д.О., Еременко В.Г., Лавриков А.А. Моделирование устройства балансировки с рассеивающими резисторами для литий-ионной аккумуляторной батареи // Практическая силовая электроника. 2013. № 4 (52). С. 43–46.
8. Малеев Р.А., Зуев С.М., Гребенчиков Н.П., Лавриков А.А. Исследование режимов работы емкостных накопителей энергии в системах пуска автомобильного двигателя // Известия МГТУ МАМИ. 2019, № 1 (39). С. 29–34.
9. Зуев С.М., Шматков Ю.М., Малеев Р.А., Хортов В.П., Лавриков А.А., Варламов Д.О. Электрооборудование и электроника автомобилей в основных терминах с их объяснением на русском и английском языках (учебный справочник). М.: Московский политехнический университет, 2017. 196 с.
10. Зуев С.М., Шматков Ю.М., Лавриков А.А. Исследование работы системы электростартерного пуска транспортных средств (методические указания). М.: Московский политехнический университет, 2017. 25 с.
11. Зуев С.М., Шматков Ю.М., Малеев Р.А., Хортов В.П., Лавриков А.А., Варламов Д.О. Система управления бензиновым двигателем транспортных средств (учебное пособие). М.: Московский политехнический университет, 2019. 120 с.
12. Хортов В.П., Скворцов А.А., Зуев С.М. Высоковольтные системы пуска двигателей внутреннего сгорания // Автомобильная промышленность. 2016. № 10. С. 24–27.
13. A.A. Skvortsov, V.P. Khortov, S.M. Zuev. High-voltage starting systems of combustion engines. International Journal of Pure and Applied Mathematics, Volume 111, № 3, 2016, p. 455-465. Index Scopus.
14. Хортов В.П., Скворцов А.А., Зуев С.М., Ворожейкин В.В. Суперконденсаторные системы пуска ДВС // Автомобильная промышленность. 2016. № 12. С. 12–16.
15. Акимов А.В., Варламов Д.О., Зуев С.М. Конструкция, описание работы и проведение диагностики системы электростартерного пуска современных транспортных средств. Учебное пособие. М.: Московский Политех, 2017. 52 с.
16. Зуев С.М., Лавриков А.А., Зуева Т.М. О внутривузовской проектной деятельности в современ-

ных российских условиях. *Colloquium-journal*. 2018. № 9–4 (20). С. 19–26.

17. Зуев С.М., Лавриков А.А., Зуева Т.М. К вопросу оптимизации процесса стажировки иностранных студентов в современном российском ВУЗе. *Евразийский Союз Ученых (ЕСУ)*. 2019. № 2(59). С. 19–27. DOI: 10.31618/ESU.2413-9335.2019.5.59.19-27.

References

1. Varlamov D.O., Eremenko V.G., YAkunov D.M. Modeling a balancing device on step-up DC / DC converters for a LIFEPO4 battery. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2016. No 3 (63), pp. 16–20 (in Russ.).
2. Varlamov D.O., Skvortsov A.A., Hortov V.P. Overview of active balancing devices for traction batteries in electric vehicles. *ZHurnal avtomobil'nyh inzhenerov*. 2016. No 4 (99), pp. 21–23 (in Russ.).
3. Varlamov D.O., Skvortsov A.A., Hortov V.P. Modeling of the active device for balancing the electric vehicle battery in the energy redistribution mode in the MATLAB / SIMULINK software. *ZHurnal avtomobil'nyh inzhenerov*. 2016. No 5 (100), pp. 26–29 (in Russ.).
1. Eremenko V.G., Varlamov D.O., Lavrikov A.A. Simulation of a voltage-balancing device with a switched capacitor for each pair of series-connected LI-ION batteries in the PSPICE program. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2015. No 1 (57), pp. 41–45 (in Russ.).
2. Eremenko V.G., Varlamov D.O., Nyan L.A. Single-phase inverter with integrated high-speed relay and pulse-width voltage regulator. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2015. No 4 (60), pp. 43–46 (in Russ.).
3. Varlamov D.O., Eremenko V.G. Voltage balancing device with switched capacitor and its simulation in PSPICE program. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2013. No 2 (50), pp. 49–51 (in Russ.).
4. Varlamov D.O., Eremenko V.G., Lavrikov A.A. Simulation of a balancing device with scattering resistors for a lithium-ion battery. *Prakticheskaya silovaya elektronika*. 2013. No 4 (52), pp. 43–46 (in Russ.).
5. Maleev R.A., Zuev S.M., Grebenchikov N.P., Lavrikov A.A. Study of modes of capacitive energy storage in the vehicle engine start-up systems. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2019. No 1 (39), pp. 29–34 (in Russ.).
6. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Hortov V.P., Lavrikov A.A., Varlamov D.O. *Elektrooborudovanie i elektronika avtomobilej v osnovnyh terminah s ih ob"yasneni-em na russkom i anglijskom yazykah (uchebnyj spravocnik)* [Electrical equipment and electronics of automobiles in basic terms with their explanation in Russian and English (Training reference)]. Moscow: Moskovskij politekhnicheskij universitet Publ., 2017. 196 p.
7. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Lavrikov A.A. *Issledovanie raboty sistemy elektrostarternogo pushka transportnyh sredstv (metodicheskie ukazaniya)* [The study of the starting vehicle system operation (guidance)]. Moscow: Moskovskij politekhnicheskij universitet Publ., 2017. 25 p.
8. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Hortov V.P., Lavrikov A.A., Varlamov D.O. *Sistema upravleniya benzinovym dvigatelem transportnyh sredstv (uchebnoe posobie)* [Gasoline engine control system of vehicles (tutorial)]. Moscow: Moskovskij politekhnicheskij universitet Publ., 2019. 120 p.
9. Hortov V.P., Skvortsov A.A., Zuev S.M. High-voltage starting systems for internal combustion engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2016. No 10, pp. 24–27 (in Russ.).
10. A.A. Skvortsov, V.P. Khortov, S.M. Zuev. High-voltage starting systems of combustion engines. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*. 2016. Vol. 111. No 3, pp. 455–465. Index Scopus.
11. Hortov V.P., Skvortsov A.A., Zuev S.M., Vorozhejkin V.V. Supercapacitor ICE starting systems. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2016. No 12, pp. 12–16 (in Russ.).
12. Akimov A.V., Varlamov D.O., Zuev S.M. *Konstrukciya, opisanie raboty i provedenie diagnostiki sistemy elektrostarternogo pushka sovremennyh transportnyh sredstv. Uchebnoe posobie* [Design, description of work and diagnostics of the electric start system of modern vehicles. Tutorial]. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 52 p.
13. Zuev S.M., Lavrikov A.A., Zueva T.M. Intra-university project activities in modern Russian conditions. *Colloquium-journal*. 2018. No 9–4 (20), pp. 19–26 (in Russ.).
14. Zuev S.M., Lavrikov A.A., Zueva T.M. Optimizing the process of internship of foreign students in a modern Russian university. *Evrasijskij Soyuz Uchenykh (ESU)*. 2019. No 2 (59), pp. 19–27 (in Russ.). DOI: 10.31618/ESU.2413-9335.2019.5.59.19-27.

MATHEMATICAL MODELING OF THE ADAPTER FOR BALANCING THE VOLTAGE OF THE BATTERY

A.A. Lavrikov, PhD in Engineering **R.A. Maleev**, PhD in Engineering **S.M. Zuev**, **YU.M. SHmatkov**

Moscow polytechnic University, Moscow, Russia

eoqe@mospolytech.ru

The article discusses the principle of the adapter for voltage equalization (passive method) for a Li-Ion battery simulated in the Simulink program, shows the characteristics of the device obtained as a result of simulation, and also provides a method for setting the parameters of battery cells with calculated coefficients. Two methods of balancing the voltage on the cells of the battery are considered. The analysis of these methods was made, their advantages and disadvantages were mentioned. A model of a voltage adapter was developed by the passive method in the Simulink program with a Li-Ion rechargeable battery consisting of 4 cells. The purposes and tasks of the required parameters are presented with a detailed description of it. The discharge characteristics are determined, the analysis of the operation of the charge-discharge circuits of batteries under the control of power keys with a description of the subsystems is carried out. The algorithms of the five subsystems of the model that control the charge and discharge of the battery are presented. A logical circuit was developed. It defines the conditions for the beginning and end of the adapter, which is responsible for its functioning, its description is given. When one of the cells of the battery reaches an average voltage level, the shunt resistor is turned off. As a result, the voltage will increase and when it again exceeds the average level, the shunt resistor will reconnect. Then the cycle will repeat. The voltage adapter turns on at the moment the simulation starts and runs for several cycles. As a result of operation of the adapter the spread of the output voltages of the cells decreases and the duration of their discharge increases. Oscillograms of voltage and current values in the battery circuit obtained as a result of simulation are presented. The developed adapter allows to significantly reduce the dispersion of the degree of charge on the cells of the battery (from 45 to 0,2 %) with a significant increase in discharge (from 27 minutes to 57 minutes). The presented results of mathematical modeling indicate sufficient convergence of the parameters of real battery cells and their models in Simulink. Based on mathematical modeling, the requirements for a passive voltage adapter were formulated.

Keywords: battery voltage adapter, leveling resistors, lithium-ion battery, Simulink model, charging/discharging curves.

РАСШИРЕНИЕ МНОГОТОПЛИВНОСТИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

д.т.н. Плотников С.А., д.т.н. Карташевич А.Н., Смольников М.В., Черемисинов П.Н.

Вятский государственный университет (ВятГУ), Киров, Россия

Plotnikovsa@bk.ru

Многотопливным двигателем называют ДВС, который предназначен для работы на различных нефтяных топливах, начиная от бензина и заканчивая дизельным топливом. Применение таких ДВС на автомобилях и тракторах значительно расширяет их топливную базу. Начиная с 30-х годов прошлого века и до настоящего времени автомобилестроительные фирмы многих стран развивают многотопливность ДВС. Широкое внедрение альтернативной энергетики по-новому ставит проблему расширения многотопливности автотракторных дизелей. Необходимо реализовать использование ненефтяных и биологических топлив с эксплуатационными свойствами, выходящими за рамки действующих стандартов в существующих конструкциях ДВС. Для достижения выше поставленной цели было определено несколько ключевых направлений. В общем числе направлений присутствовало улучшение показателей применяемости утяжеленных и малостабильных низкоцетановых топлив с добавками рапсового масла и биоэтанола. Испытания проводились в несколько этапов. Исследовалось влияние состава топлив на их свойства и разрабатывались новые составы топлив. Производились сравнительные испытания работы ТПА на чистом ДТ и новых составах топлив. Исследовались показатели дизеля на основных режимах его работы. Определялось влияние новых составов топлив на показатели работы дизеля в составе машинно-тракторного агрегата. Для снижения вязкости смесового топлива был предложен новый способ и разработаны оригинальные составы топлив. С целью повышения стабильности высококонцентрированных эмульсий при одновременном воздействии на характеристики жесткости рабочего процесса был разработан новый состав ЭТЭ. Проведенными стендовыми и эксплуатационными испытаниями доказана возможность нормальной работы дизеля и МТА на отмеченных составах альтернативных топлив. В результате исследований разработан и апробирован способ расширения многотопливности автотракторного дизеля путем улучшения показателей применяемости утяжеленных и малостабильных низкоцетановых топлив.

Ключевые слова: дизель, альтернативное топливо, многотопливность, низкотемпературные свойства, кинематическая вязкость, цетановое число, стабильность, поверхностно-активное вещество, этанол, рапсовое масло.

Введение

В последние годы в нашей стране, а также в ряде зарубежных стран все большее внимание уделяется так называемым многотопливным двигателям, созданным на базе дизельного двигателя. Многотопливным двигателем (МД) называют двигатель внутреннего сгорания (ДВС), который предназначен для работы на различных нефтяных топливах, начиная от бензина и заканчивая дизельным топливом (ДТ) [1]. Применение МД на автомобилях и тракторах значительно расширяет их топливную базу.

Первоначально такие ДВС стали создаваться еще в 30-х годах прошлого века в Германии. Необходимость создания диктовалась потребностями развивающегося военно-промышлен-

ного комплекса. Для установки на военной технике требовался универсальный ДВС, способный работать в полевых условиях на широком спектре моторных топлив, включая сырую нефть. Чаще всего многотопливный ДВС создавался на базе карбюраторного двигателя, имел раздельную подачу воздуха и топлива, принудительное воспламенение смеси, повышенное давление впрыскивания топлива и некоторые другие особенности. В силу сложности конструкции и необходимости обеспечения четкой работы системы топливоподачи такие ДВС не получили распространения на тракторах и автомобилях. Начиная с 40-х годов прошлого века постепенно стали развиваться МД, построенные на базе автомобильных дизелей.

Основные трудности организации эффективного многотопливного рабочего процесса связаны в основном с применением в дизеле топлив различного фракционного состава. Они имеют в своей основе изменение количества топливовоздушной смеси в цилиндре, подготовленной для воспламенения к концу периода задержки воспламенения. Абсолютно очевидно, что это количество может быть обусловлено как величиной самого периода задержки воспламенения, так и интенсивностью образования топливовоздушной смеси в течение этого периода. В реальных условиях эти факторы обычно взаимосвязаны и их невозможно строго разграничить. Первый из указанных факторов имеет также и самостоятельное значение, так как чрезмерный рост периода задержки воспламенения независимо от интенсивности испарения топлива вследствие падения давлений и температур при начавшемся ходе расширения приводит к увеличению продолжительности или невозможности пуска. В отдельных случаях имеют место пропуски и прекращение воспламенения на режимах частичных нагрузок и невысоких значений частот вращения.

Чтобы дизель мог нормально работать как на дизельном топливе, так и на альтернативных топливах, необходимо выполнить ряд требований. Прежде всего, необходимо обеспечить надежное и устойчивое сгорание топлива независимо от его вида на всех скоростных и нагрузочных режимах двигателя. Это достигается подогревом воздуха на всасывании, обеспечением соответствия угла опережения впрыскивания по виду топлива и режиму работы двигателя, поддержанием нормального теплового режима двигателя, применением камер сгорания специальной формы. Современный уровень двигателестроения позволяет качественно решить поставленные вопросы.

Например, компания Cyclone Power Technologies завершила разработку МД нового типа под названием Waste Heat Engine (WHE) (рис. 1). WHE – это двигатель внешнего сгорания [2].

WHE может потреблять любое топливо жидкое или газообразное. Это может быть этанол, дизельное топливо, бензин, уголь, биомасса или их смеси. При этом биотопливо можно не разбавлять нефтяным, а значит, такой двигатель сможет использовать самые дешевые виды топлива. Предполагается, что двигатели

WHE среднего размера и мощности идеально подойдут для автомобилей и тракторов.



Рис. 1. Общий вид МД типа WHE

У МД фирмы «Дойтц» вихревая камера выполнена из специального чугуна и заделана в головку цилиндров из алюминиевого сплава, что в сочетании с автоматической системой регулирования температуры охлаждающего воздуха обеспечивает возможность более точно регулировать температурное состояние внутренней поверхности стенок камеры сгорания [3]. Степень сжатия у самого МД повышена до 21,5 ед.

Автомобильный парк РФ еще содержит значительное количество двухтактных дизелей ЯМЗ типа ЯАЗ-204, ЯАЗ-206. Особенности конструкции и рабочего процесса этих двигателей также является возможность многотопливной работы. Были осуществлены сравнительные стендовые испытания дизелей ЯАЗ-204 и установлена их работоспособность на дизельном топливе, реактивном топливе, автомобильном бензине и на смесях дизельного топлива с бензином.

Цель и задачи

Широкое внедрение альтернативной энергетики по-новому ставит проблему расширения многотопливности автотракторных дизелей. Необходимо обеспечить нормальную работу серийных дизелей на минеральных, синтетических и биологических топливах с эксплуатационными свойствами, далеко выходящими за рамки действующих стандартов [4]. В списке последних могут быть моторные топлива утяжеленного состава, малостабильные топливные эмульсии и композиции, топлива с недостаточными низкотемпературными свойствами, многокомпонентные, малоцетановые, малокалорийные топлива и прочее.

Методы исследования

Для достижения выше поставленной цели было определено несколько ключевых направлений. В общем числе направлений присутствовало улучшение показателей применимости утяжеленных и малостабильных низкоцетановых топлив с добавками рапсового масла (РМ) и биоэтанола (Э) в существующих конструкциях ДВС.

Испытания проводились в несколько этапов.

На первом этапе в лабораторных условиях исследовалось влияние состава топлив на их свойства. Разрабатывались новые составы смесевых топлив с улучшенными физико-химическими свойствами.

На втором этапе производились сравнительные испытания работы ТПА на чистом ДТ и новых составах топлив. Испытания выполнялись на стенде КИ-22210-02М-15. Использовались серийные форсунки 455.1112010-50 и топливный насос типа 4УТНМ. Определялись необходимые регулировки ТНВД, вносились изменения в систему питания.

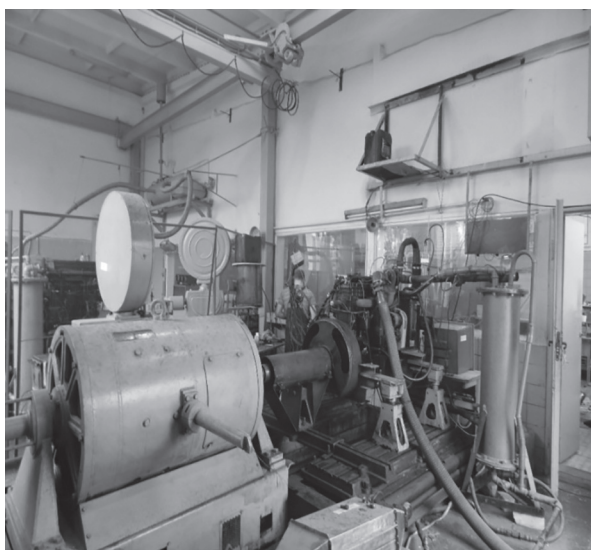
На третьем этапе исследовались параметры рабочего процесса, эффективные и токсические показатели дизеля на основных режимах его работы на новых составах топлив. Экспериментальная установка включала в себя электротормозной нагрузочный стенд SAK-N670 производства Германии (рис. 2, а) с балансирующей маятниковой машиной, дизель 4ЧН 11,0/12,5 и комплект измерительных приборов с выводом данных на монитор компьютера.

На четвертом этапе исследовалось влияние новых составов топлив на показатели работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в составе машинно-тракторного агрегата (рис. 2, б). Тяговая характеристика трактора «Беларус-922» снималась на различных включенных передачах и диапазонах. Загрузка испытываемого трактора осуществлялась плугом ПЛН-3-35 через динамометрическую автосцепку с многоканальным измерительным усилителем Spider 8.

Результаты и обсуждение

Использование в автотракторных дизелях утяжеленных топлив с добавками рапсового масла накладывает некоторые ограничения. Нужно обеспечить идентичность эксплуатационных свойств смесевого и дизельного топлив, а показатели работы топливной системы должны быть в пределах допустимых регулировок.

Методом капиллярной газовой хромато-масс-спектрометрии была произведена оценка жирнокислотного состава различных образцов РМ холодного отжима, произведенных в РФ и странах СНГ. Хроматомасс-спектрометрия проводилась на газовом хроматомасс-спектрометре GCMS-QP2010 Plus («Шимадзу», Япония) с масс-фильтром квадрупольного типа. Прибор был оснащен капиллярной кварцевой колонкой Ultra ALLOY-5 длиной 30 м, внутренним диаметром 0,25 мм с полидиметилфенилсилоксановой неподвижной жидкой фазой. Полученные масс-спектры были интерпретированы с помощью программного



а



б

Рис. 2. Общий вид:

а) нагрузочного стенда; б) машинно-тракторного агрегата

обеспечения, которое даст возможность подбора и сравнения максимально сходимых масс-спектров из электронных библиотек с экспериментально полученными масс-спектрами. Данные были нормализованы. На основе полученных результатов был установлен образец РМ, позволяющий, предположительно, обеспечивать наибольшую скорость и полноту сгорания впрыснутого в цилиндр дизеля смесового топлива. Отмеченный образец РМ был использован в дальнейших исследованиях.

Для снижения вязкости смесового топлива было оценено несколько присадок различных классов. Анализ показал, что снижение кинематической вязкости смесей РМ и ДТ до 22 % возможно путем введения многофункциональных депрессорных присадок (таблица 1) [5, 6]. В результате расширяются пределы применимости в дизелях утяжеленных топлив с добавками рапсового масла.

Работа дизеля на топливных эмульсиях с добавками этанола исследуется давно. Установлено, что для нормальной работы необходимо повышение стабильности высококонцентрированных эмульсий при одновременном воздействии на характеристики жесткости рабочего процесса [7]. С этой целью разработан новый состав, расширяющий пределы применимости высококонцентрированных ЭТЭ.

На рис. 3, а представлены изотермы стабильности этанола-топливных эмульсий (ЭТЭ) с применением ингибитора коррозии алкилсукцинимид мочевины СИМ. Из графика видно, что стабильность прямо пропорциональна количеству вводимого ингибитора и обратно пропорциональна содержанию этанола в эмульсии. Так, при концентрации этанола до 10 % время до коалесценции эмульсии составляет 75 минут, при дальнейшем увеличении содержания этанола время уменьшается и при его концентрации 40 % составляет 58 минут [8].

На рис. 3, б представлены совмещенные индикаторные диаграммы и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на чистом ДТ и новых ЭТЭ с содержанием 20 % и 40 % этанола в смеси. Видно, что

увеличение количества этанола в эмульсии ведет к росту угла φ_i , соответствующего периоду задержки воспламенения, в сторону ВМТ. Так, при частоте вращения 1800 мин⁻¹ и работе на чистом ДТ угол, соответствующий моменту отрыва линии нарастания давления, равен $\varphi_d = 20,5^\circ$, а при содержании этанола в эмульсии 20 % и 40 % он равен, соответственно, $\varphi_{20} = 17,3^\circ$ и $\varphi_{40} = 16,9^\circ$.

В целом можно видеть, что применение новых ЭТЭ позволяет приблизить характер процесса их сгорания к характеру процесса сгорания чистого ДТ, что расширяет предел применимости в дизелях малостабильных низкоцетановых топлив с добавками этанола.

После снятия показателей энергетической оценки машинно-тракторного агрегата (МТА) в процессе испытаний производился расчет согласно ГОСТ Р 52777-2007. Энергетическая эффективность трактора оценивалась согласно использованию теплового потока, подводимого в двигатель в различных эксплуатационных режимах работы МТА (таблица 2).

С учетом того, что проводимые исследования направлены на оценку возможности расширения состава используемых топливных композиций в условиях реальной эксплуатации, в дальнейшем были определены энергетические показатели трактора «Беларус-922» при работе на топливах с добавками РМ и этанола в полевых условиях (рис. 2, б). Тяговые испытания проводились в соответствии с ГОСТ 7057-2001.

Условия испытаний (метеорологические, характеристики поля и почвы) соответствовали ГОСТ 20915-2011. Тяговые показатели определялись согласно ГОСТ 30745-2001.

В таблице 2 приведены энергетические характеристики трактора «Беларус-922» (тягового класса 1,4 кН) с дизелем 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) на вспашке с плугом ПЛН-3–35 при работе на чистом ДТ и новых топливных композициях.

Анализ данных показывает, что работа трактора на новых составах топлив с расширенными показателями применимости не сни-

Таблица 1

Кинематическая вязкость смесей ДТ и РМ

Содержание рапсового масла в смеси, %	Без присадки			С присадкой в количестве 5 %		
	15	25	50	15	25	50
Кинематическая вязкость, мм ² /с	6,90445	8,81833	19,39065	6,27598	8,28081	18,42116

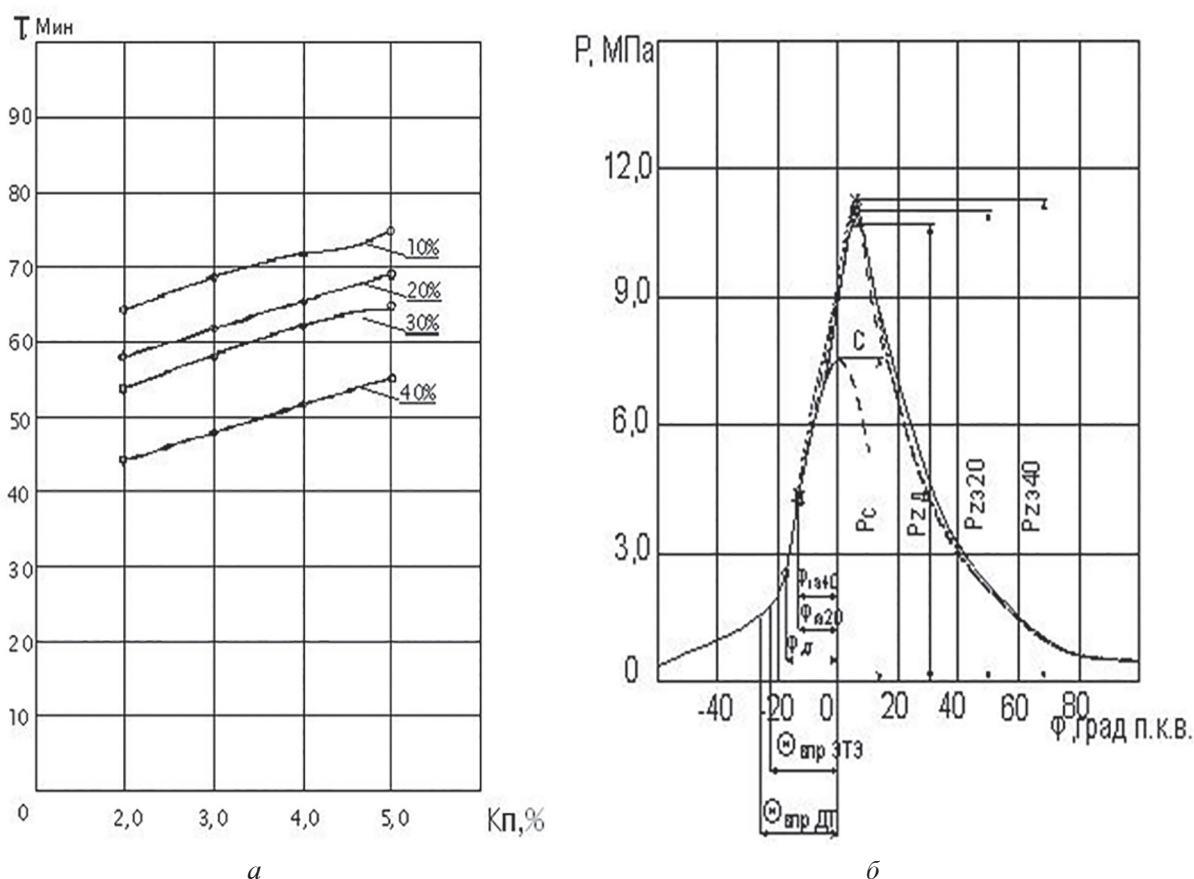


Рис. 3. Показатели ЭТЭ:

а – стабильности; б – жесткости процесса сгорания

Таблица 2

Показатели энергетической оценки МТА Беларус–922 с плугом ПЛН–3–35 при вспашке почвы на глубину 0,25 м (3 передача/1 диапазон)

№ п/п	Наименование показателя	Состав топлива					
		ДТ+РМ			ДТ+Э		
		ДТ	ДТ80%+РМ20%	ДТ55%+РМ45%	ДТ	ДТ80%+Э20%	ДТ60%+Э40%
1	Скорость движения, км/ч	8,9	8,6	8,4	8,8	8,5	8,7
2	Ширина захвата, м	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
3	Частота вращения КВ, мин ⁻¹	1800	1800	1800	1800	1800	1800
4	Расход топлива, кг/ч	11,6	13,1	14,8	11,4	12,7	14,3
5	Тяговое сопротивление машины, кН	15,3	15,1	14,9	15,2	15,0	15,1
6	Эффективная нагрузка, МПа	0,89	0,88	0,87	0,82	0,80	0,81
7	Энергетический КПД МТА	0,31	0,29	0,30	0,30	0,28	0,29

жест энергетического КПД машинно-тракторного агрегата в сравнении с его работой на ДТ. Применение глубины вспашки до 25 см ведет к достижению наивысшего значения энергетического КПД МТА.

Выводы

1. Разработан и апробирован способ расширения многотопливности автотракторного

дизеля путем улучшения показателей применимости утяжеленных и малостабильных низкоцетановых топлив.

2. Разработан новый состав топлива с добавками рапсового масла, содержащий от 5 % до 45 % рапсового масла, от 95 % до 55 % дизельного топлива и от 1 % до 5 % присадки со сниженным на 22 % значением кинематической вязкости.

3. Разработан новый состав топливной эмульсии, содержащий от 5 % до 40 % этанола, от 1 % до 5 % присадки с улучшенными показателями стабильности и сниженными характеристиками жесткости сгорания.

Литература

1. Чудаков Е.А. Машиностроение. Энциклопедический справочник. В 15-ти т. М.: МАШГИЗ, 1947.
2. Мы не получили землю в наследство от предков, мы одолжили ее у наших детей // <https://airroll.livejournal.com/18796.html>.
3. Как это устроено: М-процесс, многотопливный ДВС MAN 630 L2ALKWBundeswehr(4Ч4.1). Бортжурнал // <https://www.drive2.ru/l/8725321/>.
4. Плотников С.А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливоподающей аппаратуры: автореф. дисс. докт. техн. наук. Н-Новгород, 2011. 40 с.
5. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // *Двигателестроение*, 2017. № 4. С. 21–24.
6. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. Топливная композиция. Патент РФ № 2642080, МПК C10D 1/08.
7. Плотников С.А., Шишкин Г.П., Смольников М.В. Расчет стабильности этанола-топливной эмульсии для применения в дизелях // *Двигателестроение*, 2019. № 1. С. 24–27.
8. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Смольников М.В., Топливная эмульсия. Патент РФ № 2642078 МКИ⁷ C10L 1/32, 1/16.
9. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Товстыка В.С., Черемисинов П.Н. Определение эксплуатационных показателей трактора «Беларус-922» при работе на смешанном топливе // *Вестник Мордовского университета*. 2018. Том 28. № 3. С. 445–459.
10. S.A.Plotnikov, Yu.V.Lanskikh, M.V.Smol'nikov. Methods of assessment of modernization of the tractor Belarus 922 to work on ethanol-containing fuel // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 450 (2018). № 032034.

References

1. CHudakov E.A. *Mashinostroenie. Enciklopedicheskij spravochnik* [Mechanical engineering. Encyclopedic reference]. V 15-ti t. Moscow: MASHGIZ Publ., 1947.
2. *My ne poluchili zemlyu v nasledstvo ot predkov, my odolzhili ee u nashih detej* [We did not inherit the land from our ancestors, we borrowed it from our children] // <https://airroll.livejournal.com/18796.html>.
3. *Kak eto ustroeno: M-process, mnogotoplivnyj DVS MAN 630 L2ALKWBundeswehr(4Ч4.1) Bortzhurnal* [How it works: M-process, multi-fuel ICE MAN 630 L2ALKW Bundeswehr (4 Ч 4.1)] // <https://www.drive2.ru/l/8725321/>.
4. Plotnikov S.A. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazatelej dizelej putem sozdaniya novykh al'ternativnykh topliv i sovershenstvovaniya toplivopoddayushchej apparatury*: avto-ref. diss. dokt. tekhn. nauk [Improving the performance of diesel engines by creating new alternative fuels and improving fuel supply equipment: Abstract to Dissertation for Degree of Dr. Eng.]. N-Novgorod, 2011. 40 p.
5. Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., CHeremisinov P.N. Improving mixtures of diesel fuel with rapeseed oil for use in tractor diesels. *Dvigatelistroenie*. 2017. No 4, pp. 21–24 (in Russ.).
6. Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., CHeremisinov P.N. *Toplivnaya kompoziciya* [Fuel composition]. Patent RF No 2642080. MPK S10D 1/08.
7. Plotnikov S.A., SHishkin G.P., Smol'nikov M.V. Calculation of the stability of ethanol-fuel emulsion for use in diesel engines. *Dvigatelistroenie*. 2019. No 1, pp. 24–27 (in Russ.).
8. Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Smol'nikov M.V., *Toplivnaya emul'siya* [Fuel emulsion]. Patent RF No 2642078. MKI⁷ C10L 1/32, 1/16.
9. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Tovstyka V.S., CHeremisinov P.N. Determination of operational performance of the Belarus-922 tractor when operating on mixed fuel. *Vestnik Mordovskogo universiteta*. 2018. Vol. 28. No 3, pp. 445–459 (in Russ.).
10. S.A.Plotnikov, Yu.V.Lanskikh, M.V.Smol'nikov. Methods of assessment of modernization of the tractor Belarus 922 to work on ethanol-containing fuel. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 450 (2018). No 032034.

THE EXTENSION OF MULTI-FUEL CAPACITY OF AUTOMOTIVE DIESEL ENGINE USING ALTERNATIVE FUELS

DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**, DSc in Engineering **A.N. Kartashevich**, **M.V. Smol'nikov**, **P.N. Chermisinov**
Vyatka State University, Kirov, Russia
Plotnikovsa@bk.ru

A multi-fuel engine is called an internal combustion engine, which is designed to operate on various petroleum fuels, ranging from gasoline to diesel fuel. The use of such internal combustion engines on automobiles and tractors significantly expands their fuel base. From the 30s of the last century to the present time, automotive companies in many countries have been developing multi-fuel ICEs. The widespread introduction of alternative energy in a new way poses the problem of expanding the multi-fuel capacity of automotive diesel engines. It is necessary to implement the use of non-oil and biological fuels with operational properties that go beyond the existing standards in existing ICE designs. To achieve the abovementioned goal, several key areas were identified. In the total number of areas, there was an improvement in the applicability of heavier and less stable low acetane fuels with the addition of rapeseed oil and bioethanol. The tests were carried out in several stages. The effect of the composition of fuels on their properties was investigated, and new compositions of fuels were developed. Comparative tests of the operation on pure diesel fuel and new fuel compositions were carried out. The performance of the diesel engine was studied in the main modes of its operation. The influence of new fuel compositions on the performance of a diesel engine as part of a machine-tractor unit was determined. To reduce the viscosity of mixed fuels, a new method was proposed and original fuel compositions were developed. In order to increase the stability of highly concentrated emulsions while simultaneously affecting the rigidity characteristics of the working process, a new composition of fuel was developed. Bench and operational tests proved the possibility of normal operation of a diesel engine and machine-tractor unit on the mentioned compositions of alternative fuels. As a result of the research, a method was developed and tested for expanding the multi-fuel capacity of automotive diesel engines by improving the applicability of heavier and less stable low-acetane fuels.

Keywords: diesel, alternative fuel, multi-fuel, low temperature properties, kinematic viscosity, cetane number, stability, surfactant, ethanol, rapeseed oil.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УДЕРЖАНИЯ В ПОЛОСЕ ДВИЖЕНИЯ

Порубов Д.М., Пинчин А.В., Васильев А.А., Филатов В.И., д.т.н. Беляков В.В.

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород, Россия
dmitry.porubov@nntu.ru

Повышение безопасности дорожного движения за счет применения активных систем помощи водителю закреплено на законодательном уровне в ряде стран для получения одобрения типа транспортного средства и для регистрации транспортного средства. Обязательное оснащение транспортных средств системой удержания в полосе движения запланировано на 2021–2022 г. К настоящему времени на международном и российском рынке система удержания в полосе движения представлена зарубежными производителями. Крупные автопроизводители Российской Федерации, а также научные центры и институты инициировали собственные разработки ADAS систем. Для реализации функций ADAS на коммерческом транспорте, адаптированных под условия эксплуатации в России, коллективом НГТУ им. Р.Е. Алексеева при поддержке инженеров Объединенного инженерного центра группы ГАЗ и специалистов ПАО «ГАЗ» проводятся работы над созданием концепта системы удержания в полосе движения. Проведен функциональный анализ систем предупреждения о сходе с полосы движения, выявлен ряд особенностей, характерных для данного типа систем помощи водителю, которые будут учтены при разработке системы управления данной функцией помощи водителю. Описана математическая модель криволинейного движения автомобиля с нелинейной моделью пневматической шины. Рассмотрен модуль контроля траектории системы удержания в полосе движения. Предложено в качестве системы контроля движения по траектории применить подход управления динамическими объектами с использованием прогнозирующих моделей, базирующийся на математических методах оптимизации (Model predictive control). Проведено численное моделирование системы управления движения ТС по заданной траектории. По результатам моделирования сделаны соответствующие выводы о точности работы системы контроля траектории и поставлены дальнейшие цели по доработке и усовершенствованию системы помощи водителю, способствующей повышению безопасности дорожного движения и снижению количества дорожно-транспортных происшествий.

Ключевые слова: система помощи водителю, система удержания в полосе движения, моделирование движения, model predictive control.

Введение

Для повышения безопасности дорожного движения обязательное оснащение ряда транспортных средств интеллектуальными системами к настоящему времени уже закреплено на законодательном уровне или в скором времени будет закреплено. Так, опережающая система экстренного торможения, согласно правилам ЕЭК ООН № 131 [1], является обязательной для получения одобрения типа транспортного средства и для регистрации транспортного средства категорий N1, N2, M2 в странах Евросоюза. Данная система позволяет предотвратить столкновение с впереди идущим автомобилем в случае, если водитель в ситуации близкой к критической не предпринял никаких действий для ее устранения. Также наиболее часто встречающимся фактором дорожно-транспортного происшествия является непред-

намеренный выезд автомобиля на встречную полосу движения. Для предотвращения данного типа ДТП применяется система удержания в полосе движения, обязательное применение на автомобилях которой намечено на 2021–2022 г.

Цель исследования

На международном и российском рынке к настоящему времени системы помощи водителю, в том числе система удержания в полосе движения, представлены зарубежными производителями. Крупные автопроизводители Российской Федерации, а также научные центры и институты инициировали собственные разработки ADAS систем. Для реализации функций ADAS на коммерческом транспорте, адаптированных под условия эксплуатации в России, коллективом НГТУ им. Р.Е. Алексеева при поддержке инженеров Объединенного инженерного центра

группы ГАЗ и специалистов ПАО «ГАЗ» проводятся работы над созданием концепта системы удержания в полосе движения. Корректировка курса автомобиля с целью предотвращения критических ситуаций осуществляется посредством объединения системы технического зрения с системой рулевого управления с возможностью внешнего воздействия.

Материалы и методы исследования

На первом этапе работ был произведен функциональный анализ систем предупреждения о непреднамеренном сходе с полосы движения и систем удержания в полосе движения коммерческих транспортных средств. В качестве объектов анализа были определены коммерческие ТС компаний Fiat [2], Ford [3], Mercedes-Benz [4], Renault [5], Citroen [6], Volkswagen [7] и Peugeot [6]. В качестве сенсора рассматриваемых типов ADAS систем используется видеокамера. Минимальная скорость автомобиля, с которого возможна активация системы составляет 60 км/ч. При возникновении плохих погодных условий (дождь, туман) возможна некорректная работа систем. Стоит отметить, что системой удержания в полосе движения серийно оснащены только автомобили Mercedes-Benz и Volkswagen. Касательно функций ADAS систем были выявлены следующие особенности.

Ряд производителей не ограничивают работу системы по максимальной скорости движения ТС в режиме работы системы LKA. В рабочем диапазоне скоростей подруливание осуществляется не более чем на 5 градусов рулевого колеса в каждую из сторон. Автопроизводители не исключают работу системы LKA в неблагоприятных погодных условиях, однако снижается эффективность системы и возможны сбои в работе. С точки зрения безопасности ряд производителей не позволяет убирать водителю руки с рулевого колеса во время

работы системы. При отпускании рук система подает звуковой сигнал и переходит в режим ожидания, сообщая об этом индикатором на панели приборов.

По результатам анализа систем удержания в полосе движения разработана структура системы управления LKA (рис. 1), состоящая из модуля распознавания дорожной разметки, алгоритм работы которого описан в работе [8], модуля планирования траектории, модуля контроля траектории и модуля управления исполнительными механизмами транспортного средства. Далее в данной работе более подробно будет рассмотрен модуль контроля траектории движения транспортного средства как в случае выхода транспортного средства из полосы, а в некоторых системах – для автоматического поддержания движения автомобиля в занимаемой полосе.

Результаты исследования и их обсуждение

Контроль траектории движения транспортного средства заключается в разработке системы автоматического управления управляемыми колесами. Для решения данной задачи необходимо определиться с математической моделью объекта. При рассмотрении задач динамики автомобиля, движущегося по криволинейной траектории, предлагается использовать упрощенную модель движения ТС (велосипедную) [9]. В ней два передних колеса заменяются одним эквивалентным передним колесом, два задних – одним задним. Переднее колесо является управляемым и связано с корпусом через механизм рулевого управления, ось вращения заднего колеса фиксирована в корпусе. Предполагается, что корпус и колеса модели являются абсолютно жесткими и она не имеет боковых наклонов. Велосипедная модель широко используется при описании движения

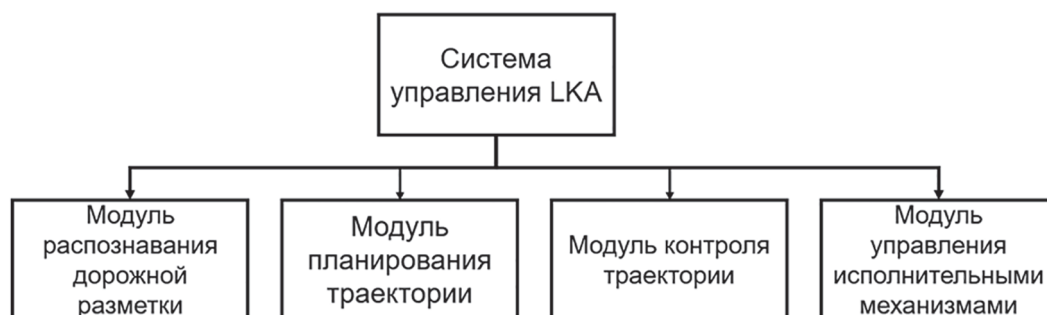


Рис. 1. Структура системы управления LKA

колесных транспортных средств в ситуациях, когда можно пренебречь различиями между характеристиками сцепления правых и левых колес одной оси с дорогой [10].

Велосипедная модель, расчетная схема которой представлена на рис. 2, описывается следующими уравнениями движения для системы координатных осей, связанной с корпусом ТС:

$$m(\dot{V}_x - V_y \cdot \Omega_z) = F_{xf} \cdot \cos \delta_f + F_{xr} - F_{yf} \cdot \sin \delta_f, \quad (1)$$

$$m(\dot{V}_y - V_x \cdot \Omega_z) = F_{yf} \cdot \cos \delta_f + F_{yr} - F_{xf} \cdot \sin \delta_f, \quad (2)$$

$$I_z \cdot \Omega_z = l_1 \cdot F_{yf} \cdot \cos \delta_f - l_2 \cdot F_{xf} + l_1 \cdot F_{xf} \cdot \sin \delta_f, \quad (3)$$

где I_z – момент инерции массы ТС относительно оси O_z ; V_x , V_y – проекция вектора скорости ТС на оси OX и OY ; Ω_z – вертикальная составляющая угловой скорости корпуса; F_{xf} , F_{xr} , F_{yf} , F_{yr} – поперечные силы, действующие на передние и задние шины; $\delta_f(t)$ – угол поворота передних колес в функции времени.

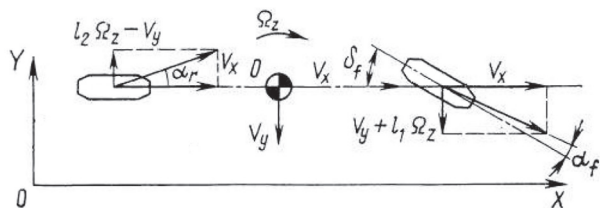


Рис. 2. Расчетная схема велосипедной модели

В качестве модели пневматической шины для определения сил в пятне контакта шины с опорной поверхностью используется «магическая формула» Пачейки, полученная путем аппроксимации экспериментальной зависимости боковой реакции от угла увода [11]:

$$R_{yi} = D_i \cdot \sin \left[C_i \cdot \arctg \left\{ B_i \cdot (1 - E_i) \cdot \delta_i + E_i \cdot \arctg (B_i \cdot \delta_i) \right\} \right], \quad (4)$$

где B_i , C_i , D_i , E_i – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств конкретной шины и учитывающие изменение коэффициента поперечного сцепления шины с дорожным покрытием.

Представленная формула позволяет моделировать боковую силу с высокой точностью. Контроль поворота управляемых колес планируется производить посредством электро-механического усилителя рулевого управления. Способ задания нужного угла поворота колес осуществляется через задание поворота на определенный угол рулевого колеса ввиду того, что датчик угла поворота установлен на

рулевой колонке транспортного средства. Для соотношения угла поворота рулевого колеса и управляемых колес был произведен замер передаточного отношения «рулевое колесо – управляемые колеса». По результатам эксперимента было определено передаточное отношение для левого и правого колес. Однако, используемая математическая модель является одноколейной, ввиду чего передаточная функция рулевого управления будет определяться по среднему колесу [9]. Зависимость передаточного отношения «рулевое колесо – управляемые колеса» для правого, левого и среднего колеса представлены на рис. 3.

Вышеуказанная математическая модель реализована в программном комплексе MATLAB Simulink.

Контроль траектории движения транспортного средства осуществляется путем решения задачи управления на основе предсказаний. Данный подход (Model predictive control (MPC)) позволяет управлять динамическими объектами с использованием прогнозирующих моделей, базирующихся на математических методах оптимизации.

В сравнении с другими подходами, например с использованием пропорционально-интегрально-дифференцирующего (ПИД) регулятора, MPC способен работать с моделями с несколькими входами и выходами, изменение которых зависят друг от друга. В случае использования ПИД регулятора для управления таким типом системы необходимо разработать два контура управления, что усложняет систему управления [12]. Model predictive control позволяет управлять многомерными и многосвязными объектами со сложной структурой, включающей нелинейности, оптимизировать процессы в режиме реального времени в рамках ограничений на управляющие и управляемые переменные, учитывать неопределенности в задании объектов и возмущений.

Данный подход зарекомендовал себя при решении задач контроля траектории в автоматизированных системах транспортных средств [13–15].

MPC-регулятор принимает в качестве входных данных скорость движения, положение транспортного средства, а также угол поворота центра масс относительно неподвижной системы координат. Регулятор управляет углом поворота колес. Алгоритм постоянно переоценивает заданные входные параметры,

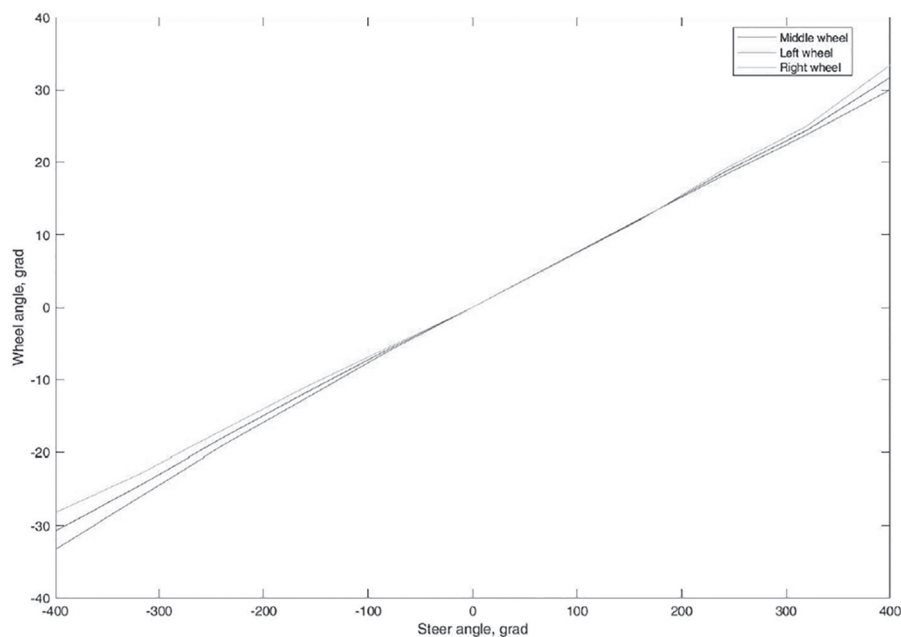


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения «рулевое колесо – управляемые колеса»

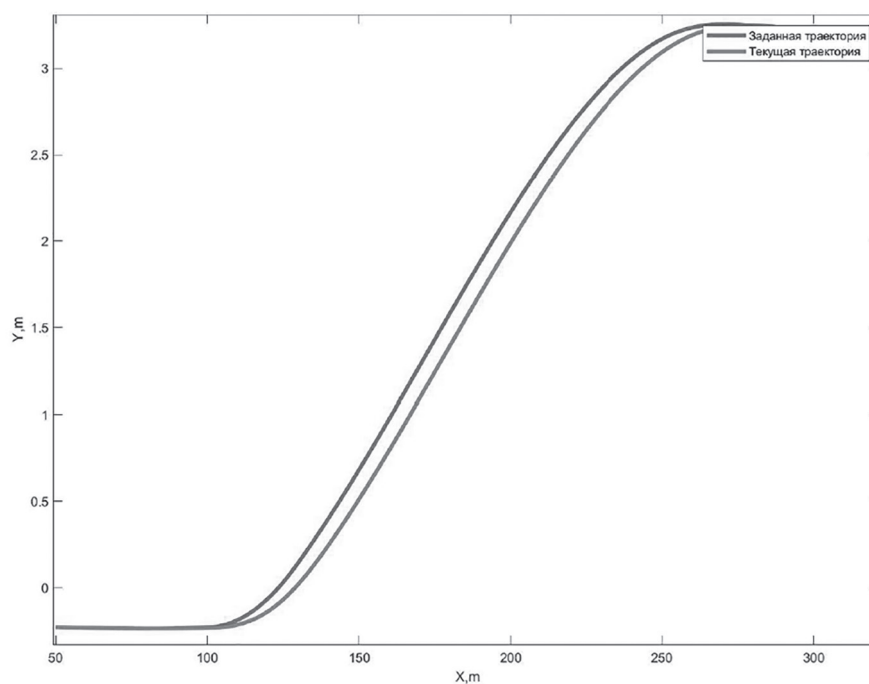


Рис. 4. Заданная и текущая траектории движения ТС

чтобы найти оптимальные решения и минимизировать функцию стоимости. Контроллер предсказывает следующие моменты времени и пытается найти оптимальные траектории движения ТС. В качестве заданной траектории движения был выбран маневр перестроения автомобиля из одной полосы в другую.

По результатам численного моделирования было произведено сравнение точности прохож-

дения автомобиля по заданной траектории. Графики заданной и текущей траектории ТС представлены на рис. 4. Ошибка в каждый момент времени на траектории не превышает 0,2 м (рис. 5). Среднее квадратичное отклонение по траектории составляет 0,012 м. Ошибка по углу на всей траектории составляет менее одного градуса (рис. 6). Среднее квадратичное отклонение по углу ориентации ТС составляет 0,07 градуса.

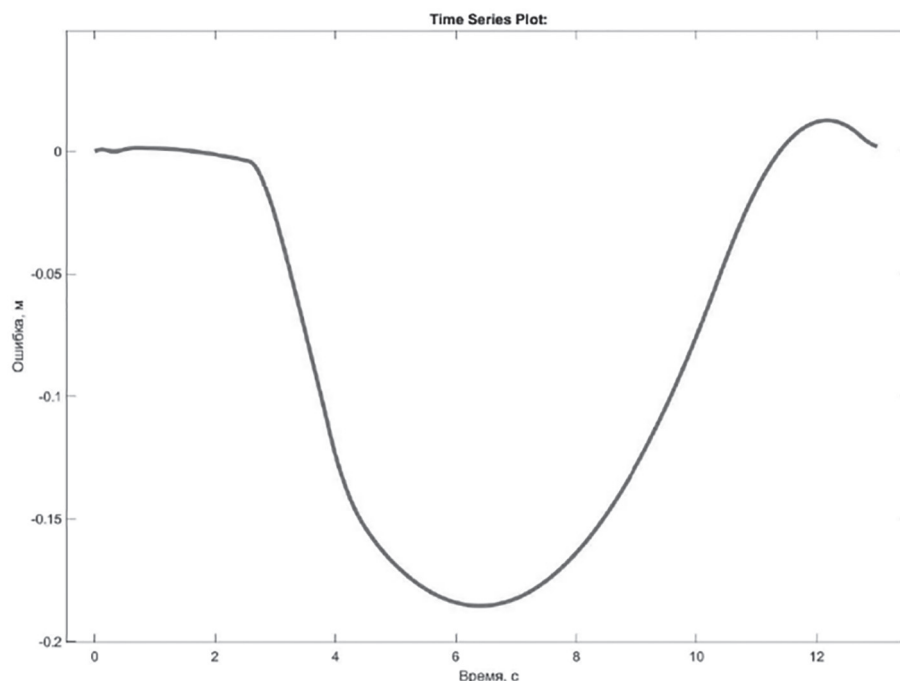


Рис. 5. Зависимость ошибки на траектории от времени

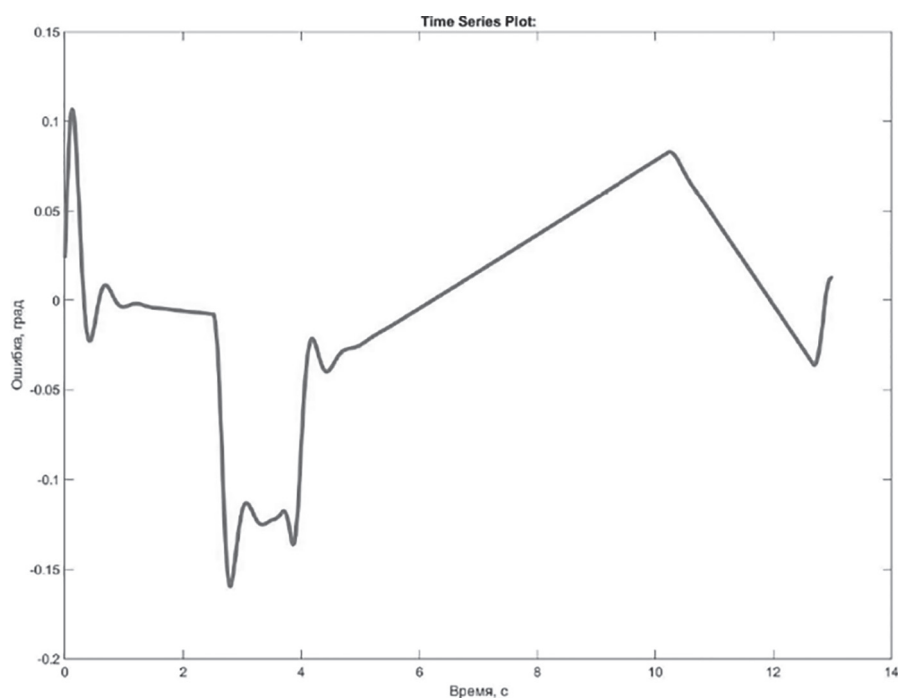


Рис. 6. Зависимость ошибки по углу ориентации автомобиля от времени

Таким образом, по результатам численного моделирования точность движения по траектории является удовлетворительной. Для валидации разработанной математической модели и системы управления необходимо проведение экспериментальных исследований с целью записи реальной траектории, скорости движения и угла поворота рулевого колеса. По

результатам валидации необходимо будет откорректировать параметры MPC-регулятора и оценить точность работы всей системы.

Выводы

В рамках статьи проведен функциональный анализ систем удержания в полосе движения. По результатам анализа был выявлен ряд

особенностей, характерных для данного типа систем помощи водителю. Данные особенности будут учтены при разработке системы управления данной функцией помощи водителю.

Дано описание математической модели криволинейного движения автомобиля с нелинейной моделью пневматической шины. Проведены замеры передаточного отношения рулевого управления ГАЗель Next с электромеханическим усилителем. Рассмотрен модуль контроля траектории системы удержания в полосе движения. Предложено в качестве системы контроля движения по траектории применить подход управления динамическими объектами с использованием прогнозирующих моделей, базирующийся на математических методах оптимизации (Model predictive control). Результаты численного моделирования системы управления движения ТС по заданной траектории являются удовлетворительными, среднее квадратичное отклонение по траектории составило 0,012 м, по углу ориентации ТС 0,07 градуса.

Следующим этапом работ является интеграция разрабатываемой системы с внешним управлением электромеханического усилителя рулевого механизма и тестирование в условиях полигона для проверки и отладки работы всех компонентов и системы в целом.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства безопасных экспортоориентированных автомобилей ГАЗ с элементами автономного управления и возможностью интеграции с электроплатформой на базовых компонентах российского производства» по договору № 03.G25.31.0270 от 29.05.2017 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 г. № 218). Экспериментальные исследования выполнены с использованием оборудования Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Литература

1. Правила ЕЭК ООН № 131. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств в отношении опережающих систем экстренного торможения (ОСЭТ). – Введ. 09.07.2013 г.
2. Fiat Professional. Режим доступа: <https://www.fiatprofessional.com>.
3. Ford Motor Company. Режим доступа: <https://www.ford.com>.

4. Mercedes-Benz. Режим доступа: <https://www.mercedes-benz.com>.
5. Renault Group. Режим доступа: <https://www.renault.fr>.
6. Groupe PSA. Режим доступа: <https://www.groupe-psa.com>.
7. Volkswagen AG. Режим доступа: <https://www.volkswagen.com>.
8. Порубов Д.М., Береснев П.О., Тюгин Д.Ю., Тумасов А.В., Беляков В.В., Зезюлин Д.В. Система автоматизированного управления движением транспортных средств на основе распознавания дорожной сцены и ее объектов // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. № 1. С. 52–63.
9. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. Пер. с англ. М.: Машиностроение. 1982. 284 с.
10. Зезюлин Д.В. Моделирование движения автомобиля в MATLAB/SIMULINK / Зезюлин Д.В., Макаров В.С., Беляков В.В. Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. 100 с.
11. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 2002 627 с. ISBN 0768011264.
12. M. Salem, Fawzan & Mossad, Mohamed I. & Awadallah, M. (2015). A comparative study of MPC and optimised PID control. International Journal of Industrial Electronics and Drives. 2. 242. 10.1504/IJIED.2015.076293
13. Valerio Turri, Ashwin Carvalho, Hongtei Eric Tseng, Karl Henrik Iohansson, Francesco Borrelli. Linear Model Predictive Control for Lane Keeping and Obstacle Avoidance on Low Curvature Roads. Режим доступа: <https://people.kth.se/~turri/doc/itsc2013.pdf>.
14. Lefevre, Stephanie & Gao, Yiqi & Vasquez, Dizan & Tseng, Eric & Bajcsy, Ruzena & Borrelli, Francesco. (2014). Lane Keeping Assistance with Learning-Based Driver Model and Model Predictive Control.
15. Bujarbaruah, Monimoy & Zhang, Xiaojing & Tseng, Eric & Borrelli, Francesco. (2018). Adaptive MPC for Autonomous Lane Keeping.

References

1. *Pravila EEK OON No 131*. Edinoobraznye predpisaniya, kasayushchiesya oficial'nogo utverzhdeniya mekhanicheskikh transportnyh sredstv v otnoshenii operezhayushchih sistem ekstrennogo tormozheniya (OSET) [Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles with regard to the Advanced Emergency Braking Systems (AEBS)]. Vved. 09.07.2013 g.
2. Fiat Professional. URL: <https://www.fiatprofessional.com>.

3. Ford Motor Company. URL: <https://www.ford.com>.
4. Mercedes-Benz. URL: <https://www.mercedes-benz.com>.
5. Renault Group. URL: <https://www.renault.fr>.
6. Groupe PSA. URL: <https://www.groupe-psa.com>.
7. Volkswagen AG. URL: <https://www.volkswagen.com>.
8. Porubov D.M., Beresnev P.O., Tyugin D.YU., Tumasov A.V., Belyakov V.V., Zezyulin D.V. Automated vehicle traffic control system based on recognition of the road scene and its objects. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2018. No 1, pp. 52–63 (in Russ.).
9. Vong Dzh. *Teoriya nazemnykh transportnykh sredstv* [Theory of land vehicles]. Per. s angl. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 284 p.
10. Zezyulin D.V., Makarov V.S., Belyakov V.V. *Modelirovaniye dvizheniya avtomobilya v MATLAB/SIMULINK* [Automobile motion simulation in MATLAB / SIMULINK]. Izd-vo LAP LAMBERT Academic Publishing Publ., 2012. 100 p.
11. Pacejka H.B. *Tire and Vehicle Dynamics*. U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 2002. 627 p. ISBN 0768011264.
12. M. Salem, Fawzan & Mossad, Mohamed I. & Awadallah, M. (2015). A comparative study of MPC and optimised PID control. *International Journal of Industrial Electronics and Drives*. 2. 242. 10.1504/IJIED.2015.076293
13. Valerio Turri, Ashwin Carvalho, Hongtei Eric Tseng, Karl Henrik Johansson, Francesco Borrelli. *Linear Model Predictive Control for Lane Keeping and Obstacle Avoidance on Low Curvature Roads*. URL: <https://people.kth.se/~turri/doc/itsc2013.pdf>.
14. Lefevre, Stephanie & Gao, Yiqi & Vasquez, Dizan & Tseng, Eric & Bajcsy, Ruzena & Borrelli, Francesco. (2014). *Lane Keeping Assistance with Learning-Based Driver Model and Model Predictive Control*.
15. Bujarbaruah, Monimoy & Zhang, Xiaojing & Tseng, Eric & Borrelli, Francesco. (2018). *Adaptive MPC for Autonomous Lane Keeping*.

MATHEMATICAL MODELING OF A LANE RETENTION SYSTEM

D.M. Porubov, A.V. Pinchin, A.A. Vasil'ev, V.I. Filatov, DSc in Engineering **V.V. Belyakov**
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia
dmitry.porubov@nntu.ru

Improving the road safety through the use of active driver assistance systems is enshrined in law in a number of countries in order to obtain vehicle type approval and to register a vehicle. Mandatory equipment of vehicles with a lane keeping system is planned for 2021–2022. To date, the lane retention system in the international and Russian market is represented by foreign manufacturers. Large automotive manufacturers of the Russian Federation, as well as research centers and institutes, also initiated their own development of ADAS systems. To implement the functions of ADAS in commercial vehicles, adapted to the operating conditions in Russia, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, with the support of engineers from the Joint Engineering Center of the GAZ Group and specialists of PJSC GAZ, is working on the creation of the concept of a lane keeping system. A functional analysis of the warning systems for getting off the lane is carried out, a number of features are revealed that are typical for this type of driver assistance systems, which will be taken into account when developing a control system for this driver assistance function. A mathematical model of the curvilinear motion of a vehicle with a nonlinear model of a pneumatic tire is described. A module for monitoring the trajectory of a retention system in a lane is considered. It is proposed to use the approach to control dynamic objects using predictive models, based on mathematical methods of optimization (Model predictive control), as a system for controlling movement along a trajectory. A numerical simulation of the vehicle motion control system along a given path is carried out. Based on the simulation results, relevant conclusions were drawn about the accuracy of the trajectory control system and further goals were set to refine and improve the driver assistance system, which contributes to increased road safety and a decrease in the number of road traffic accidents.

Keywords: driver assistance system, lane keeping system, traffic simulation, model predictive control.

МОДЕЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ВСТРАИВАЕМОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Торопов Е.И., к.т.н. Вашурин А.С., к.т.н. Тумасов А.В., Яржемский А.Д.
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
evgeny.toropov@nntu.ru

В статье описывается современный подход к разработке систем автоматического управления сложными динамическими объектами, так называемое модельно-ориентированное проектирование. МОП позволяет сократить время на разработку и верификацию встраиваемого программного обеспечения, а также избежать ошибок при написании программного кода. Учитывая всю перспективность специалистами Нижегородского государственного технического университета было разработано устройство-согласования, так называемый ретранслятор, работы бортовых CAN-шин для семейства грузовых автомобилей ГАЗ, алгоритм работы которого был полностью разработан в среде Matlab/Simulink с последующей автогенерацией высококачественного ANSI C-кода и загрузкой в целевую платформу. Перспектива и необходимость использования подобных устройств – это сопряжение автомобильных электронных блоков управления (двигателя, коробки передач, электрогидравлической тормозной системы, кузовной электроникой, комбинацией приборов и т.п.), работающих на разных скоростях шины, что зачастую требуется при сборке совершенно новых прототипов транспортных средств, а также при подключении внешнего регистрирующего измерительного оборудования для проведения комплекса доводочных, калибровочных и сертификационных работ.

Оценка отсутствия ошибок в работе разработанного устройства производилась при помощи проводного CAN-USB интерфейса компании Peak System, а именно – отсутствие пропусков приема-передачи сообщений, а также соблюдение временных интервалов между их отправкой. Полученная практика по проектированию систем автоматического управления может быть применена при разработке логики более сложных электронных автомобильных блоков: системы управления двигателем (СУД), автоматизированной трансмиссией (АМТ), электрогидравлической тормозной системой (АБС) и т.п. Описанный в данной статье подход позволяет снизить уровень вхождения специалистов, не обладающих глубокими знаниями в программировании микроконтроллеров.

Ключевые слова: Модельно-ориентированное проектирование, МОП, CAN-шина, C-код, микроконтроллер, Matlab/Simulink.

Введение

В настоящее время разработка систем автоматического управления (САУ) сложными динамическими объектами невозможна без решения задач по моделированию, проектированию, тестированию и созданию прототипов [1, 2].

При классическом подходе к разработке инженеры приступают к тестированию своих проектов только на этапе поздних циклов разработки, т.е. когда двигатели, датчики, приводы и другая системная аппаратура становятся доступными. Данный метод оправдывает себя в том случае, если управляющая логика являет-

ся предсказуемой. Возникшие проблемы на финальной стадии отладки системы управления решаются путем ее настройки и усложнения.

Недостатки традиционного подхода к проектированию систем управления заключаются в следующем:

- используемые текстовые документы несовершенны при итеративном подходе;
- физические прототипы на этапе проектирования могут отсутствовать, а их изготовление сложный и дорогой процесс;
- при ручной разработке возможны человеческие ошибки, что делает процесс ненадежным, а на этапе верификации при тради-

ционном тестировании обнаружение ошибок возможно лишь на поздней стадии разработки программного обеспечения [3]. Обычно для их решения требуются сложные и затратные изменения проекта, которые приводят к дорогостоящей модификации аппаратных средств. Дополнительно растущие требования и сложность проектов систем управления мешают проверять систему во всех возможных рабочих условиях [4].

Таким образом, для сегодняшних сложных систем традиционный рабочий процесс становится уже мало пригодным. Одним из современных методов в разработке встраиваемого программного обеспечения является модельно-ориентированное проектирование, так называемое МОП. Преимущества данного подхода заключаются в следующем:

- все рабочие группы по разработке используют одну среду проектирования;
- прямая привязка разработок к требованиям;
- совершенствование алгоритмов посредством многодоменного моделирования;
- автоматическая генерация С-кода, соответствующего требованиям ANSI;
- ускорение проведения тестов по отладке;
- автоматическое создание документации;
- возможность быстрой смены целевой платформы.

Возможность проверки алгоритмов, разработанных для математической модели объекта управления программными средствами позволяет избежать затрат на раннее прототипирование (создание аппаратных прототипов устройств), а также поломок прототипов. После соответствующей программной проверки для управляющего устройства (контроллера, ПЛИС, промышленного компьютера) из модели автоматически генерируется программный код, качество которого обеспечивает отсутствие ошибок, связанных с человеческим фактором, что в свою очередь снижает временные затраты на этап разработки [5].

Опыт использования модельно-ориентированного проектирования

Учитывая перспективность нового подхода в написании программного кода для встраиваемых систем, инженерами Нижегородского государственного технического университета было решено использовать модельно-ориентированное проектирование в реализации проекта «Создание высокотехнологичного произ-

водства безопасных экспортоориентированных автомобилей ГАЗ с элементами автономного управления и возможностью интеграции с электроплатформой на базовых компонентах российского производства» по договору № 02.G25.31.0270 от 29.05.2017 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218). А именно, разработать ретранслятор бортовой шины CAN с гальванической развязкой. Данное устройство может быть использовано для сопряжения различных электронных блоков управления автомобиля (таких как двигателя, коробки передач, комбинация приборов, кузовной электроники), работающих на различных скоростях шины CAN, а также обеспечивает возможность подключения внешнего измерительного оборудования к бортовой шине без воздействия на ее.

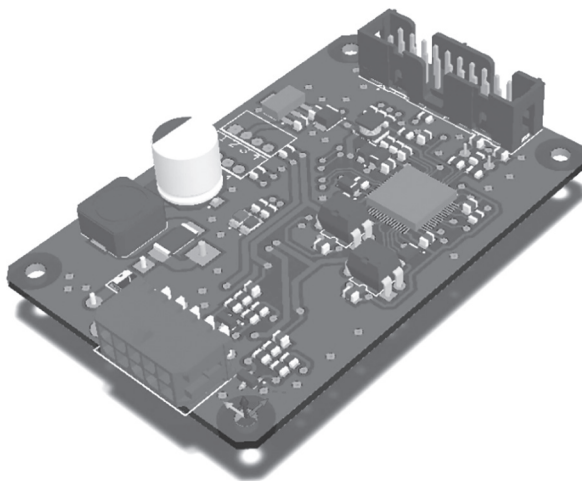


Рис. 1. Макет платы ретранслятора CAN-шины

Первоначально специалистами НГТУ была разработана (рис. 1) и изготовлена печатная плата устройства с последующей запайкой электронных компонентов. Готовое изделие представлено на рис. 2.

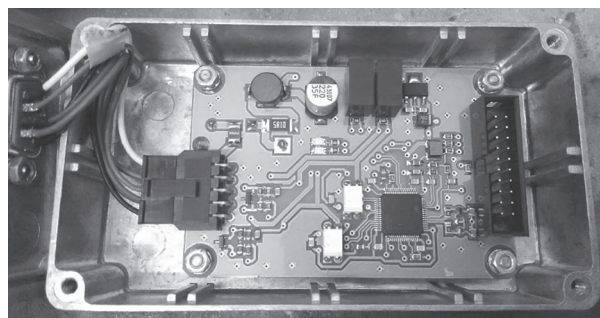


Рис. 2. Изготовленный ретранслятор CAN-шины

Характеристики разработанного устройства следующие:

- входное напряжение 6.5–16 В;
- используемый микроконтроллер STM32F205RBT6 (максимальная тактовая частота 120 МГц);
- аппаратная реализация двух шин CAN обеспечена установкой трансиверов TJA1040 с возможностью «sleep mode».
- реализована гальваническая развязка;
- установлены 2 светодиодных сигнализатора.

В качестве программного обеспечения при реализации МОП был выбран Matlab/Simulink 2016a с расширением Matlab/Simulink, Embedded Coder, а также с предустановленным пакетом целевой поддержки STM32-MAT-TARGET, поддерживающий все необходимые интерфейсные входы/выходы и позволяющий генерировать полноценный С-код для компиляции и загрузки в целевой контроллер.

Для успешной генерации кода предварительно необходимо настроить периферию микроконтроллера в среде STCube MX

(рис. 3): 2 контроллера CAN-шины на скорость 500 кбит/сек, 4 цифровых выхода для вывода трансиверов CAN из спящего режима и управления светодиодами, тактирование от внешнего кварцевого резонатора на 16 МГц, а также порты для внутрисхемного отладочного JTAG-интерфейса.

Модель алгоритма логики работы ретранслятора, разработанная в среде Simulink, представлена на рис. 4.

Управление частотой моргания светодиода в зависимости от количества принимаемых CAN-сообщений реализовано в пакете Stateflow (рис. 5).

В результате успешной генерации был получен высококачественный С-код, соответствующий требованиям ANSI, а также полностью готовый к компиляции и загрузки в целевой контроллер. Корень полученного проекта – рис. 6. Используемый программатор – StLink v2.

Работоспособность устройства с загруженным в него сгенерированным кодом была проверена при подключении к бортовой шине

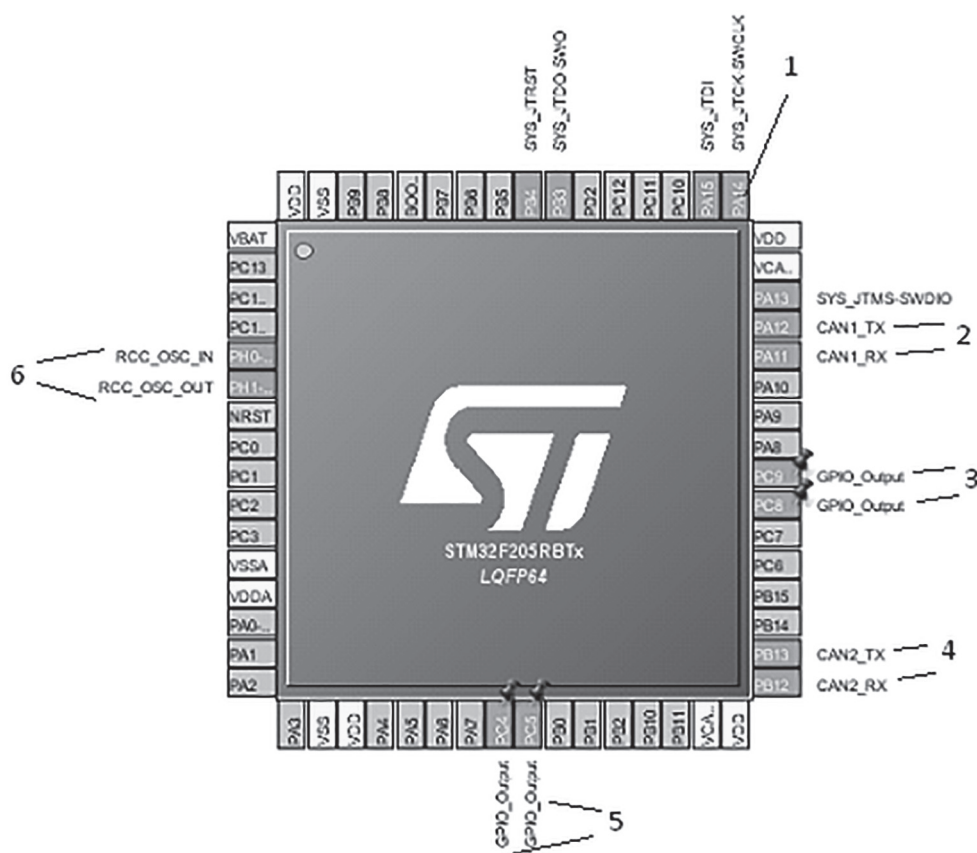


Рис. 3. Используемая периферия микроконтроллера:

- 1 – отладочный интерфейс JTAG; 2 – Tx/Rx порты первого CAN; 3 – цифровые выходы портов спящего режима трансиверов CAN; 4 – Tx/Rx порты второго CAN; 5 – цифровые выходы светодиодов; 6 – порты подключения кварцевого резонатора

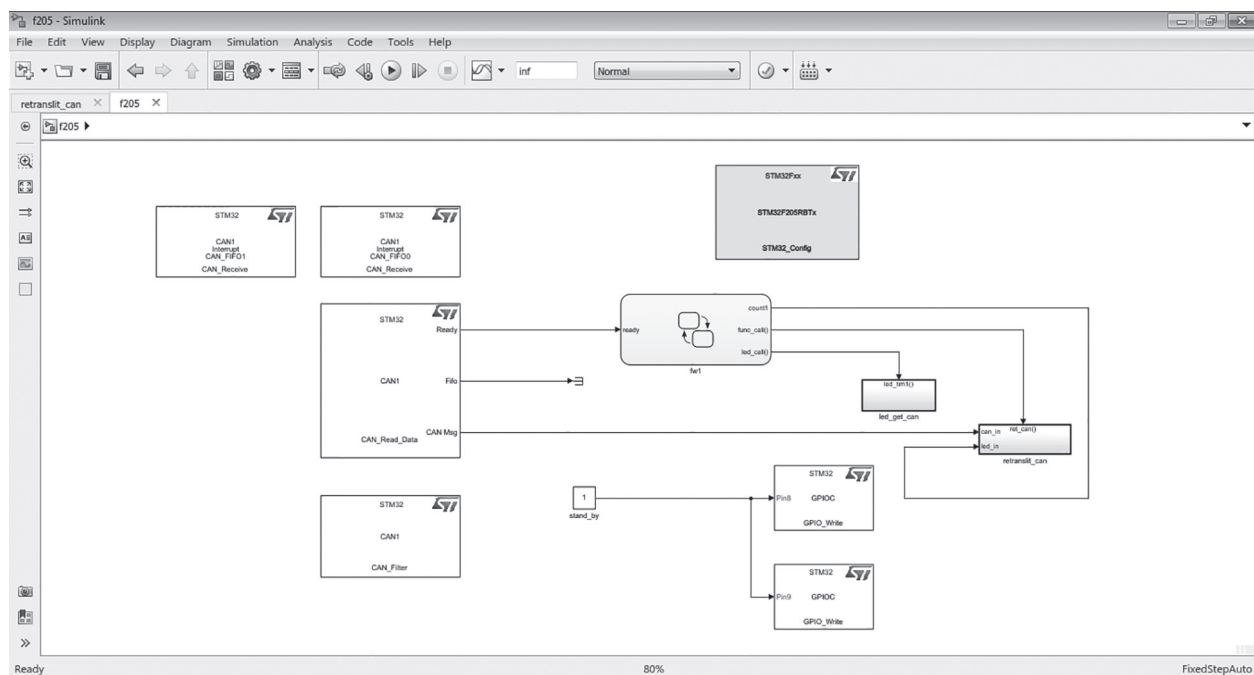


Рис. 4. Модель, подготовленная к генерации кода

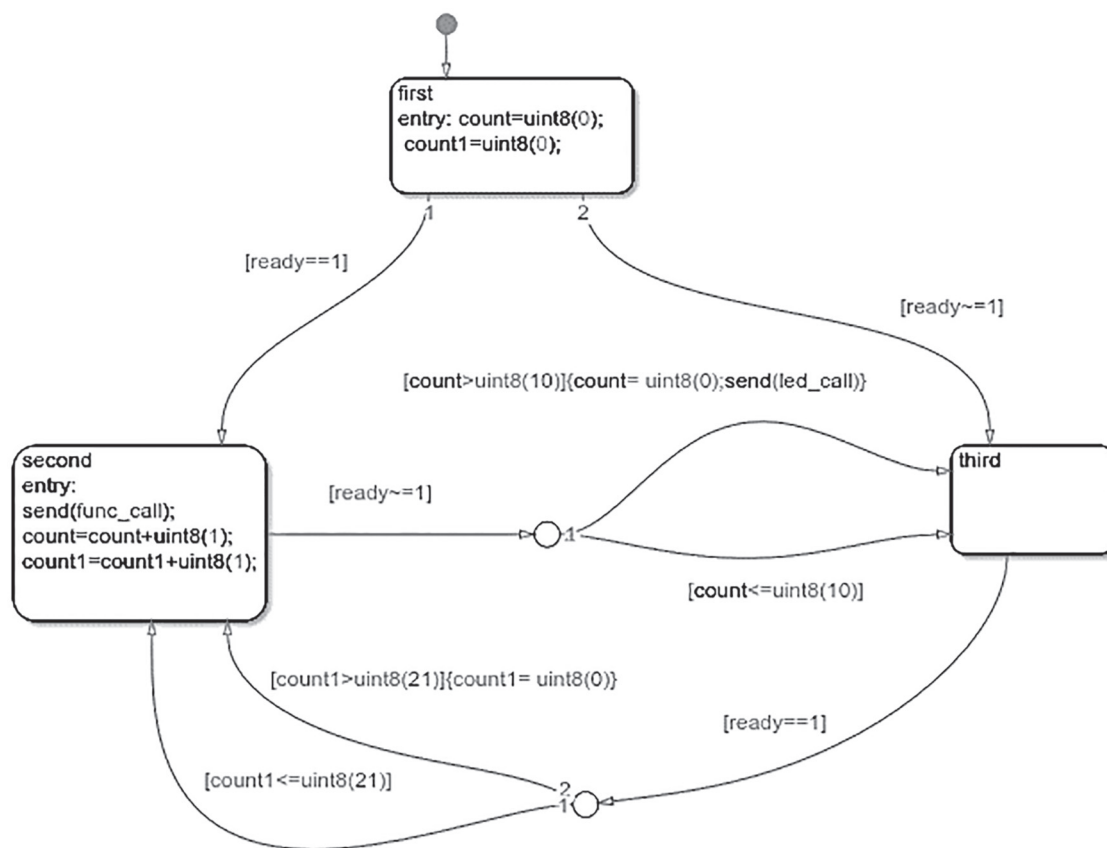


Рис. 5. Алгоритм, реализованный в Stateflow

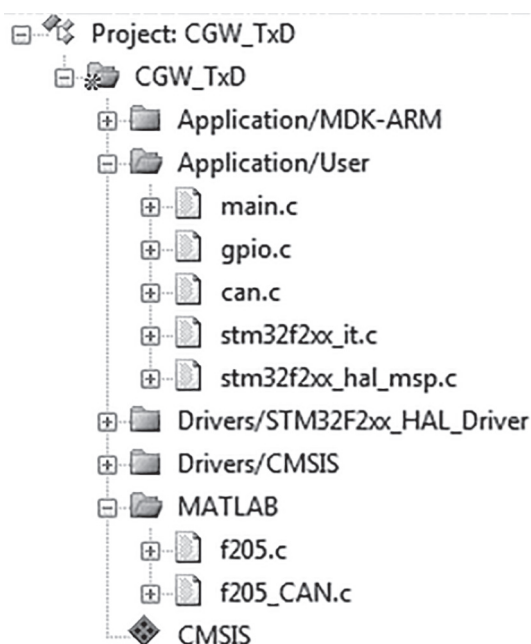


Рис. 6. Сгенерированный и готовый к compilации проект

CAN легкого коммерческого автомобиля ГАЗ при помощи CAN-USB адаптера фирмы Peak System: отсутствие ошибок при приеме сообщений, частота обновления в первом и во втором CAN-интерфейсе идентичны.

Заключение

Основное преимущество модельно-ориентированное проектирование – это автоматизация процесса создания и верификации программного обеспечения для систем управления, алгоритмы которых реализованы на микроконтроллерах, за счет этого сроки разработки программного обеспечения могут сокращаться в два-три раза, а также уменьшается вероятность присутствия непроверенных фрагментов кода (человеческий фактор уходит на второй план). При таком подходе отрицательный эффект, связанный с некоторым увеличением (на 15–20 %) листинга программного кода и времени его исполнения компенсируется сокращением времени разработки и надежности сгенерированного программного обеспечения.

Данный метод позволяет снизить уровень вхождения специалистов, не обладающих глубокими знаниями в программировании микроконтроллеров. Возможно включение в программу обучения студентов технических неинформационных специальностей.

Разработка и отладка были выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору № 02.G25.31.0270 от 29.05.2017 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218) с использованием измерительной аппаратуры Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Литература

1. Оськин Д.А., Громашева О.С., Дьяченко М.Е. Модельно-ориентированный подход для автоматизации генерации программного С-кода для встраиваемых систем из модели MATLAB/SIMULINK // Современные наукоемкие технологии. 2018. № 10. С. 92–97.
2. Талукдер Ю.З. Модельно-ориентированное проектирование систем автоматического управления в инженерном образовании // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 3.
3. Деменков Н.П. Модельно-ориентированное проектирование систем управления // Промышленные АСУ и контроллеры. 2008. № 11. С. 66–69.
4. Джонс Д., Маккай Б. Модельно-ориентированное проектирование систем управления: моделирование и тестирование до реализации в аппаратуре / Перевод Орлов Ю. // Control engineering Россия. 2013. № 4. стр. 50–52.
5. Holtkotter J., Michael J., Henke C., Trachtler A., Bockholt M., Mohlenkamp A., Katter M. Rapid-Control-Prototyping as part of Model-Based Development of Heat Pump Dryers // Procedia Manufacturing. 4th International Conference on System-Integrated Intelligence: Intelligent, Flexible and Connected Systems in Products and Production. 2018. Vol. 24, pp. 235–242.

References

1. Os'kin D.A., Gromasheva O.S., D'yachenko M.E. Model-oriented approach for automating the generation of software C-code for embedded systems from the MATLAB / SIMULINK model. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*. 2018. No 10, pp. 92–97 (in Russ.).
2. Talukder YU.Z. Model-oriented design of automatic control systems in engineering education. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2013. No 3 (in Russ.).
3. Demenkov N.P. Model-oriented design of control systems. *Promyshlennye ASU i kontrollery*. 2008. No 11, pp. 66–69 (in Russ.).

4. Dzhons D., Makkaj B. Model-oriented design of control systems: modeling and testing before implementation in hardware. Perevod Orlov YU. *Control engineering Rossiya*. 2013. No 4, pp. 50–52 (in Russ.).
5. Holtkotter J., Michael J., Henke C., Trachtler A., Bockholt M., Mohlenkamp A., Katter M. Rap-id-Control-Prototyping as part of Model-Based Development of Heat Pump Dryers. *Procedia Manufacturing*. 4th International Conference on System-Integrated Intelligence: Intelligent, Flexible and Connected Systems in Products and Production. 2018. Vol. 24, pp. 235–242.

MODEL-ORIENTED DESIGN IN THE DEVELOPMENT OF EMBEDDED SOFTWARE FOR CONTROL UNITS IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

E.I. Toropov, PhD in Engineering **A.S. Vashurin**, PhD in Engineering **A.V. Tumasov**, **A.D. YArzhemskij**
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia
evgeny.toropov@nntu.ru

The article describes a modern approach to the development of automatic control systems for complex dynamic objects (so-called model-oriented design). MOD allows you to reduce the time for developing and verifying embedded software, as well as to avoid mistakes when writing software code. Considering all the prospects specialists of the Nizhny Novgorod State Technical University have developed a CAN-gateway device (CAN-bus repeater) for the GAZ-truck family, the algorithm of which was fully developed in Matlab/Simulink software with subsequent autogeneration of highly efficient ANSI C-code and loading into the target platform. The prospect and necessity of using this devices are a connecting of automotive electronic control units (engine, gearbox, electro-hydraulic brake system, body electronics, dashboard and etc.), operating at different CAN-bus speeds, which is often required when assembling new vehicle prototypes and also when connecting external recording measuring equipment for carrying out a complex of finishing, calibration and certification works.

The checking of efficiency of the developed device was made using the CAN-USB device from Peak-system GmbH company, we have checked the absence of gaps in the sending and receiving of CAN-messages and observation of the time intervals between their sending. The gained experience in designing of automatic control systems can be applied in developing of more complex electronic automotive units: engine control unit (ECU), automated transmissions (AMT), electro-hydraulic braking system (ABS), etc. The method described in this article allows to train of specialists, who don't have great knowledges of microcontroller programming.

Keywords: Model-oriented design, MOD, CAN-bus, C-bus, microcontroller, Matlab/Simulink.

МЕТОД ВЫБОРА ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ С УПРАВЛЯЕМЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ ДЛЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

К.Т.Н. Ципилев А.А.¹, Лычагов А.А.², д.т.н. Горелов В.А.¹

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия
alexts@bmstu.ru

Рост энерговооруженности современных быстроходных гусеничных машин увеличивает разрыв по средней скорости движения между тяговыми возможностями и ограничениями, накладываемыми системой поддрессоривания. Традиционные системы поддрессоривания не позволяют обеспечить высоту проходной периодической неровности выше 0,2 м, а для многоуровневых и управляемых подвесок остро встает вопрос об их тепловой нагруженности. Настоящая статья посвящена разработке метода выбора характеристик систем поддрессоривания с управляемым демпфером для быстроходных гусеничных машин. В начале статьи представлены рекомендации к выбору верхних и нижних границ статического и динамического ходов подвески, основанные на конструктивно-компоновочных ограничениях современных машин, и показаны основные требования к характеристике упругого элемента. Далее рассмотрено влияние жесткости пневмогидравлического упругого элемента и его коэффициента динамичности на плавность хода и теплонагруженность демпферов. Показано, что избыточное значение коэффициента динамичности приводит к значительному увеличению тепловой и вибрационной нагруженности. В статье также рассмотрено влияние количества демпферов и их характеристик на плавность хода в различных режимах движения, а также показаны соответствующие этим вариантам тепловые мощности. Представлены результаты имитационного математического моделирования, по которым видно, что для подвесок с управляемым демпфированием наиболее рациональной является установка демпферов на всех подвесках. В статье показано, что рост сил неупругого сопротивления в резонансном режиме приводит к росту передаваемых ускорений в большей степени, чем увеличивается тепловая нагруженность. В заключение статьи представлена методика выбора характеристик неупругого элемента подвески с управляемым демпфером и их количества.

Ключевые слова: быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, подвеска, система поддрессоривания, управляемое демпфирование, пневмогидравлическая рессора.

Введение

При решении задач плавности хода разработчик сталкивается с необходимостью выбора таких характеристик системы поддрессоривания (СП), которые могут обеспечить высокие значения средней скорости движения с одновременным сохранением комфорта, то есть низкими передаваемыми на корпус машины виброускорениями. Известно, что эти требования являются взаимоисключающими для большинства пассивных СП [1–4]. Добиваясь низких значений ускорений при движении машины по профилю дороги, вызывающему высокочастотные возмущения (т.н. ускорений тряски), конструктор вынужден использовать слабое демпфирование. Для обеспечения высоких значений

средней скорости (большой высоты проходной неровности) необходимо сильное демпфирование. Такое противоречие серьезно ограничивает возможности СП, не позволяя реализовать высоту проходной неровности более 0,18–0,2 м. Тем не менее, до сравнительно недавнего времени эти значения являлись приемлемыми, поскольку удельные мощности гусеничных машин были невысоки и средняя скорость по ограничениям системы поддрессоривания была сопоставима со средней скоростью по тяговым возможностям машины [1].

Однако в настоящее время энерговооруженность ГМ значительно возросла, а значит, выросла и средняя скорость движения машины по ограничениям тяговых возможностей. Со-

временные БГМ могут иметь удельные мощности порядка 40–50 л.с./т и выше, средние скорости их движения по тяговым ограничениям принимают значения 40–60 км/ч [2, 3], в то время как средние скорости по ограничениям СП остаются прежними, на уровне 25–30 км/ч. Для повышения средней скорости движения машины необходимо совершенствование СП, чего можно достичь двумя путями: либо использованием многоуровневых СП (т.н. фрактальных СП) [2], либо применением управляемого демпфирования [4–6].

Фрактальные многоуровневые подвески, являясь пассивными элементами, позволяют, как показывают исследования [2, 7], повысить коэффициент качества СП и, как следствие, среднюю скорость движения машины по ограничениям СП с одновременным сохранением низких ускорений тряски. Вместе с тем, подробное рассмотрение внутренней динамики работы таких устройств [8] демонстрирует постоянную работу уровней высокой жесткости, имеющих низкое демпфирование, в то время как уровень низкой жесткости, оснащенный мощным демпфированием, в полной мере не отрабатывает теоретически заложенные в конструкцию возможности.

Единственным возможным вариантом реализации теоретически заложенных возможностей, таким образом, является применение управляемого демпфирования. Однако и в этом случае возникают сложности: неясно, как выбирать уровни демпфирования и их количество; отдельным вопросом стоит выбор алгоритма управления. В подавляющем большинстве случаев применяют два или три уровня демпфирования ввиду наибольшей конструктивной простоты исполнения [8]. Один из уровней подобран для движения машины по профилю местности, вызывающему преимущественно низкочастотные возмущения на корпусе, второй – для движения по профилю, вызывающему ускорения тряски. Третий уровень может быть реализован с целью борьбы с нежелательными кренами корпуса, возникающими при повороте или ведении стрельбы [3]. Для БГМ противодействие кренам в большой степени обеспечивается кинематикой подвески (индивидуальная СП с балансирами в качестве направляющих элементов имеет значительную жесткость в поперечном направлении), в связи с чем использование только двух уровней демпфирования является достаточным.

Традиционная методика определения демпфирующих характеристик подробно рассмотрена в работах [1, 2, 9] и представляет трудоемкий процесс, сопряженный как с аналитическими расчетами, так и с имитационным математическим моделированием. Она позволяет найти сопротивление демпфера обратного хода из условия независимости опорных катков, а демпфера прямого хода – по критерию допустимых высокочастотных ускорений. В работе [8] представлена оригинальная методика нахождения демпфирующей характеристики подвески, обеспечивающей максимальное рассеяние энергии при заданном уровне перегрузок, передаваемых на поддрессоренный корпус. Методика основана на работе с совмещенными характеристиками подвески [1] и требует знания параметров упругого элемента.

Вопросам выбора характеристик упругого элемента подвески зачастую не отводится должного внимания. А.А. Дмитриевым в [1] доказано, что жесткость упругого элемента влияет на чувствительность поддрессоренного корпуса к кинематическому и силовому возмущениям. Снижение значения собственной частоты продольно-угловых колебаний корпуса обеспечивает меньшую чувствительность к кинематическому воздействию, однако влияние продольных сил, возникающих при разгоне и торможении БГМ, увеличивается. Учет продольных сил серьезно ограничивает диапазон значений собственной частоты: оптимальными являются значения от 4 до 4,5 рад/с.

Эти значения соответствуют периоду колебаний 1,4–1,57 с. Подавляющее большинство БГМ являются обитаемыми, поэтому выбор собственных частот колебаний корпуса следует проводить и с учетом необходимости сохранения работоспособности экипажа. Допускаемые значения периода продольно-угловых колебаний находятся в диапазоне 0,5–1,8 с [1]. Меньшие значения соответствуют более раннему наступлению усталости и могут привести к развитию вибрационной болезни, а смещение к правой границе – проявлению симптомов морской болезни [10]. Оптимальным для человека периодом колебаний являются значения в области 1 с, так как они соответствуют частоте колебаний тела при ходьбе. Собственные частоты вертикальных колебаний корпуса обычно имеют более высокие значения и не представляют проблемы для самочувствия. Кроме того, они соответствуют более высоким

скоростям движения и меньшим амплитудам колебаний [1].

Таким образом, возникает противоречие при выборе значения собственной частоты (и периода) продольно-угловых колебаний корпуса. Для пневмогидравлических систем поддрессирования, характеристика упругого элемента которых отвечает политропическому закону, жесткость подвески в области статического хода зависит от коэффициента динамичности, то есть соотношения максимальной и статической сил в упругом элементе, а также от соотношения динамического и статического ходов подвески. Комбинация соотношений определяет непрерывное поле диапазона собственных частот поддрессированного корпуса.

Целью исследования является обоснование требований к СП на основании результатов имитационного математического моделирования.

Методы и результаты исследований

Требования к параметрам упругого элемента подвески

Известно, что увеличение динамического хода подвески благоприятно влияет на плавность хода БГМ, однако его значение ограничено клиренсом, который в конце динамического хода должен составлять не менее 100–120 мм для снижения вероятности контакта днища с опорным основанием и сохранения геометрической проходимости [11]. Таким образом, для увеличения динамического хода необходимо увеличивать клиренс, что, в свою очередь, приводит к росту высоты БГМ, увеличению ее заметности и поднятию точки расположения центра тяжести. Клиренс современных БГМ редко превышает значение в 500 мм, а чаще всего находится в диапазоне 400–450 мм. Таким образом, максимально допустимый динамический ход подвески находится в диапазоне 300–330 мм.

Кроме того, как показано в [11], для обеспечения высоких показателей плавности хода, необходимо увеличивать не только динамический, но и статический ход, так как снижение значения статического хода при сохранении полного может не привести к росту средней скорости движения. Сокращение статического хода с 130 до 60 мм не позволяет повысить среднюю скорость движения при увеличении динамического хода свыше 300 мм. Однако по-

лучить статический ход более 130 мм довольно тяжело из-за влияния гусеничного обвода на крайние подвески. Рациональным диапазоном стоит принять значения 90–130 мм. Это позволяет задать диапазон полного хода от 390 до 460 мм. Соотношение статического и динамического ходов в этом случае составляет 2,31–3,67.

Вместе с тем нелинейность изменения силы в упругом элементе – его прогрессивная жесткость – также обеспечивает рост плавности хода. В [11] авторы рекомендуют обеспечивать предельное усилие в упругом элементе в конце динамического хода, равное 0,5–0,75 от полного веса машины; то есть для машин, имеющих шесть или семь катков по борту, коэффициент динамичности будет составлять 5–6. Однако повышение коэффициента динамичности, способствующее росту энергоемкости подвески, приведет к необходимости вывода из колебательной системы подвески дополнительной накопленной энергии. Иными словами, силы сопротивления демпфера необходимо обеспечивать большие, что, в свою очередь, вызовет рост тепловой нагруженности пневмогидравлического устройства.

Таким образом, характеристика упругого элемента должна отвечать следующим требованиям:

1. Обеспечение требуемого значения собственной частоты продольно-угловых колебаний корпуса исходя из самочувствия экипажа и минимальной чувствительности к кинематическому и силовому возмущению.
2. Обеспечение возможности реализации заданной средней скорости движения БГМ.
3. Обеспечение наименьшей тепловой нагруженности демпферов.

Исследование влияния параметров упругого элемента на плавность хода машины

Для оценки влияния параметров упругого элемента на плавность хода была рассмотрена БГМ промежуточной категории по массе весом 25 тонн. Машина имеет семикатковое шасси и пневмогидравлическую СП. При исследовании рассматривались характеристики ее упругих элементов с различными коэффициентами динамичности K_d . Каждому упругому элементу соответствует свой демпфирующий элемент, для которого находились сопротивление обратного и прямого хода низкого уровня демп-

фирования по традиционной методике [1], а сопротивление прямого хода высокого уровня демпфирования – по методике, представленной в [8]. Алгоритм управления демпфирующими элементами соответствует пассивно-регулируемому управлению по закону А.А. Дмитриева. Подробно он представлен в [4].

С целью удобства анализа результатов было принято, что статический ход составляет 100 мм, а динамический ход – 330 мм.

В таблице 1 приведены массогабаритные характеристики исследуемой машины, а на рис. 1 – характеристики упругих элементов.

В таблице 2 приведены значения приведенных жесткостей упругих элементов и соответствующие им значения собственных частот вертикальных и продольно-угловых колебаний.

Процессы тепловыделения в демпфере за один период колебаний можно разделить на два этапа: работа СП на прямом ходе и работа СП на обратном ходе. При этом увеличение энергоемкости упругого элемента СП приводит к увеличению мощности тепловыделения на обратном ходе подвески, так как большая энергия, накопленная упругим элементом, требует более мощного демпфера для ее вывода из системы. Вместе с тем на прямом ходе подвески энергоемкий упругий элемент позволит снизить мощность демпфирования, так как для

обеспечения заданных критериев плавности хода важны суммарные силы, действующие в подвеске [1]. Это означает, что необходимо обеспечить баланс между тепловыделением на каждом из этапов, подобрав вид упругой и демпфирующей характеристик, а также число демпферов СП.

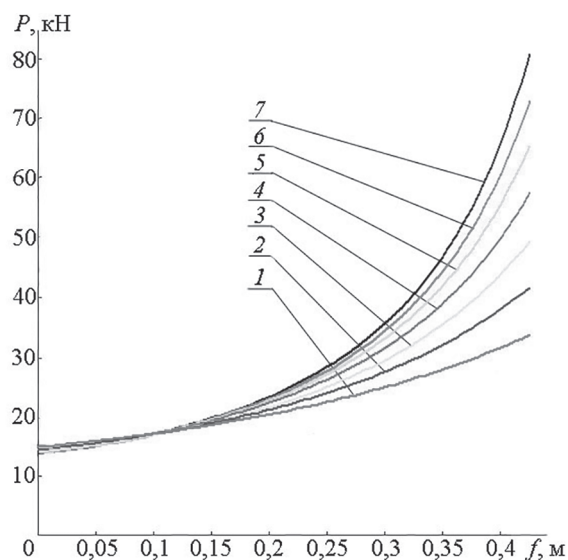


Рис. 1. Характеристики упругих элементов:

P – приведенная к опорному катку сила в упругом элементе; f – вертикальный ход опорного катка;
1 – $K_d = 2,0$; 2 – $K_d = 2,5$; 3 – $K_d = 3,0$; 4 – $K_d = 3,5$;
5 – $K_d = 4,0$; 6 – $K_d = 4,5$; 7 – $K_d = 5,0$

Таблица 1

Массогабаритные характеристики БГМ

Наименование параметра	Значение
Общая масса, кг	25000
Момент инерции продольный, кг·м ²	147700
Число опорных катков по борту	6
Колея, м	2,790
Клиренс $H_{кл}$, м	0,45

Таблица 2

Значения жесткостей и собственных частот

Коэффициент динамичности	Приведенная жесткость упругого элемента, Н/м	Собственная частота колебаний, с ⁻¹ продольно-угловых/вертикальных
$K_d = 2,0$	27210	2,35 / 3,97
$K_d = 2,5$	33290	2,60 / 4,39
$K_d = 3,0$	37390	2,76 / 4,65
$K_d = 3,5$	40340	2,86 / 4,83
$K_d = 4,0$	42510	2,94 / 4,96
$K_d = 4,5$	44080	2,99 / 5,05
$K_d = 5,0$	45270	3,03 / 5,11

Таким образом, для реализации любого алгоритма управления упругодемпфирующими элементами СП БГМ необходим совместный выбор упругих и демпфирующих характеристик, а также анализ и выбор расположения демпферов.

Характеристики демпфера на прямом ходе для высокого уровня демпфирования приведены на рис. 2, а для обратного хода – на рис. 3. Для низкого уровня демпфирования характеристики представлены на рис. 4.

Для оценки мощности тепловыделения в ПГСП при моделировании движения БГМ по неровностям была использована имитационная математическая модель, разработанная на

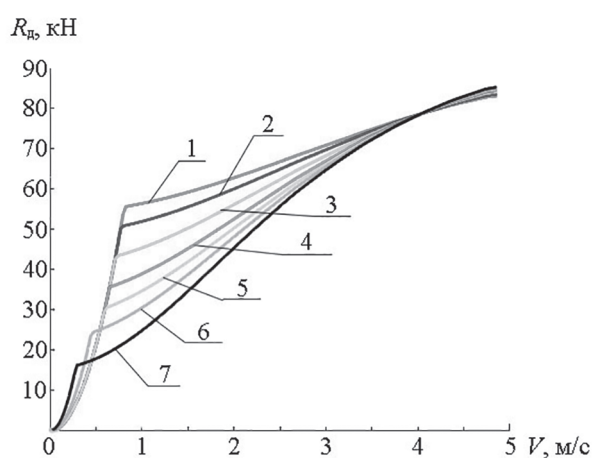


Рис. 2. Демпфирующие характеристики прямого хода:

R_d – сила неупругого сопротивления, V – скорость вертикального перемещения опорного катка; поз. 1–7 – см. рис. 1

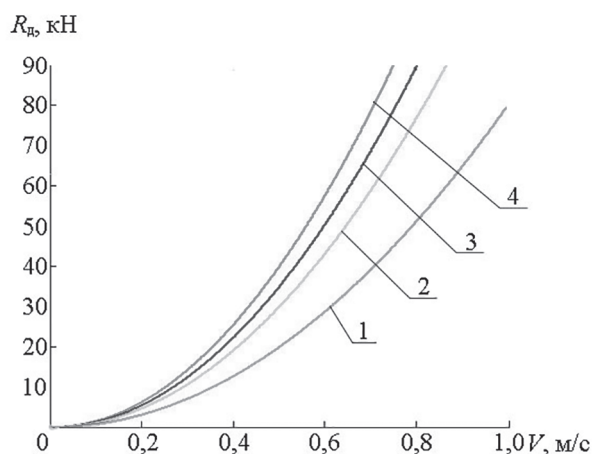


Рис. 3. Демпфирующие характеристики обратного хода:

R_d , V – см. рис. 2; поз. 1 – $K_d = 2,0$; $K_d = 2,2$; $K_d = 2,5$; поз. 2 – $K_d = 2,8$; $K_d = 3,0$; поз. 3 – $K_d = 3,2$; поз. 4 – $K_d = 3,5$

кафедре СМ9 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Реализация математической модели, выполненная в среде MATLAB Simulink, представлена на рис. 5, а ее часть, отвечающая за расчет мощности тепловыделения, – на рис. 6.

При моделировании рассматривались резонансный (режим 1) и зарезонансный (режим 2) режимы движения машин с целью оценки совместного влияния упругого и демпфирующего элементов на теплонагруженность как в режиме низкочастотного, так и в режиме высокочастотного возмущения. Параметры моделируемых трасс приведены в таблице 3, а результаты моделирования – в таблице 4.

По результатам моделирования видно, что увеличение коэффициента динамичности приводит к росту тепловой мощности, выделяющейся в подвесках при движении машины в резонансном режиме. Это можно объяснить тем, что с увеличением коэффициента динамичности увеличивается также и энергия, которую может запасти упругий элемент. Накопленную энергию необходимо выводить из системы, а вывести ее можно только за счет работы демпфера, то есть за счет преобразования механической энергии колебаний в тепловую энергию. Кроме этого, накопленная в упругом элементе энергия идет также на раскачивание подрессоренного корпуса, что выражается в росте амплитуды угловых колебаний корпуса и, как следствие, в передаваемых на корпус машины ускорениях (рис. 7).

При движении машины в зарезонансном режиме нет однозначной связи между коэффи-

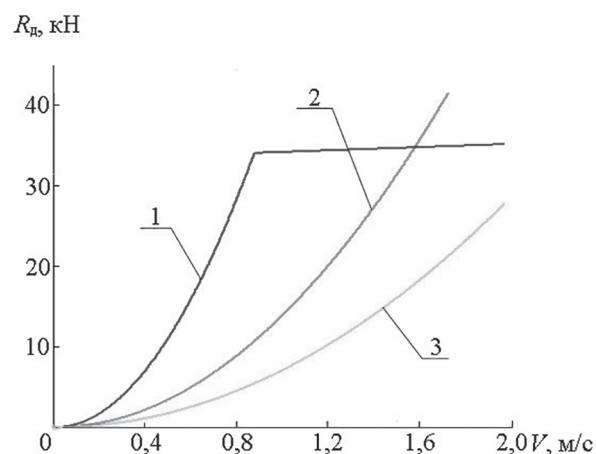


Рис. 4. Штатные демпфирующие характеристики БГМ:

R_d , V – см. рис. 2; 1 – характеристика прямого хода для 1, 2 и 6 подвесок; 2 – характеристика обратного хода для 1, 2 и 6 подвесок; 3 – характеристика прямого и обратного ходов для 3, 4 и 5 подвесок

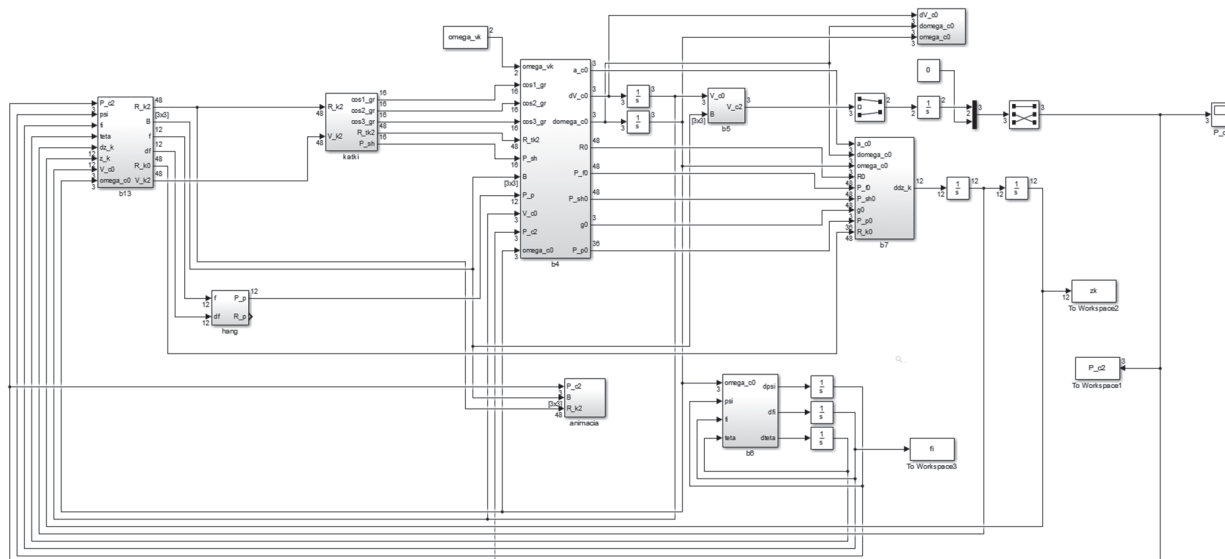


Рис. 5. Имитационная математическая модель движения ГМ

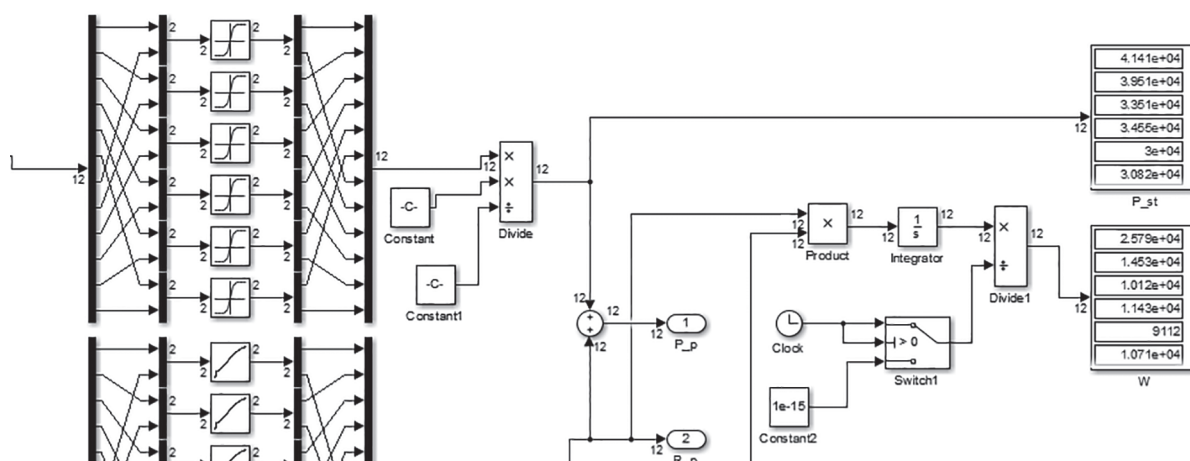


Рис. 6. Блок расчета мощности тепловыделения

Таблица 3

Моделируемые режимы движения

Наименование параметра	Значение
Длина периодической неровности, м: низкочастотное возмущение (режим 1) высокочастотное возмущение (режим 2)	9,32 0,932
Высота периодической неровности, м: низкочастотное возмущение (режим 1) высокочастотное возмущение (режим 2)	0,4 0,05
Скорость движения машины, м/с: низкочастотное возмущение (режим 1) высокочастотное возмущение (режим 2)	6 13
Время моделирования, сек	50

циентом динамичности и мощностью тепловыделения в СП, однако необходимо отметить, что такие результаты полностью согласуются с теоретическими предпосылками: так как движение машины происходит по низкоамплитудным неровностям, небольшие значения ходов имеют

также и опорные катки. Рост сопротивления демпфера при этом приводит к росту передаваемых на корпус машины ускорений, но не всегда к увеличению потерь мощности в СП.

Таким образом, повышение коэффициента динамичности с целью увеличения удельной

Таблица 4

Мощности тепловыделения, в кВт

Коэффициент динамичности	Номер подвески по борту от носа машины					
	1	2	3	4	5	6
Режим 1						
$K_d = 2,0$	23,57	13,93	7,08	5,43	8,52	11,07
$K_d = 2,2$	23,86	13,94	7,18	5,79	8,52	11,34
$K_d = 2,5$	24,38	13,53	7,72	7,62	9,23	11,76
$K_d = 2,8$	24,48	13,44	8,41	9,00	9,43	11,72
$K_d = 3,0$	25,04	14,07	9,52	10,40	9,57	11,28
$K_d = 3,2$	25,29	14,09	9,97	10,70	9,23	11,30
$K_d = 3,5$	25,79	14,53	10,12	11,43	9,11	10,71
Режим 2						
$K_d = 2,0$	19,99	20,67	17,99	22,37	22,78	31,24
$K_d = 2,2$	21,33	22,08	19,27	23,94	24,42	33,99
$K_d = 2,5$	21,00	21,79	19,36	23,79	24,25	33,34
$K_d = 2,8$	20,88	21,69	19,50	23,70	24,15	32,94
$K_d = 3,0$	21,35	22,10	21,12	27,85	28,48	35,60
$K_d = 3,2$	21,42	22,15	21,47	28,79	29,50	35,77
$K_d = 3,5$	21,36	22,08	21,56	28,75	29,45	35,51

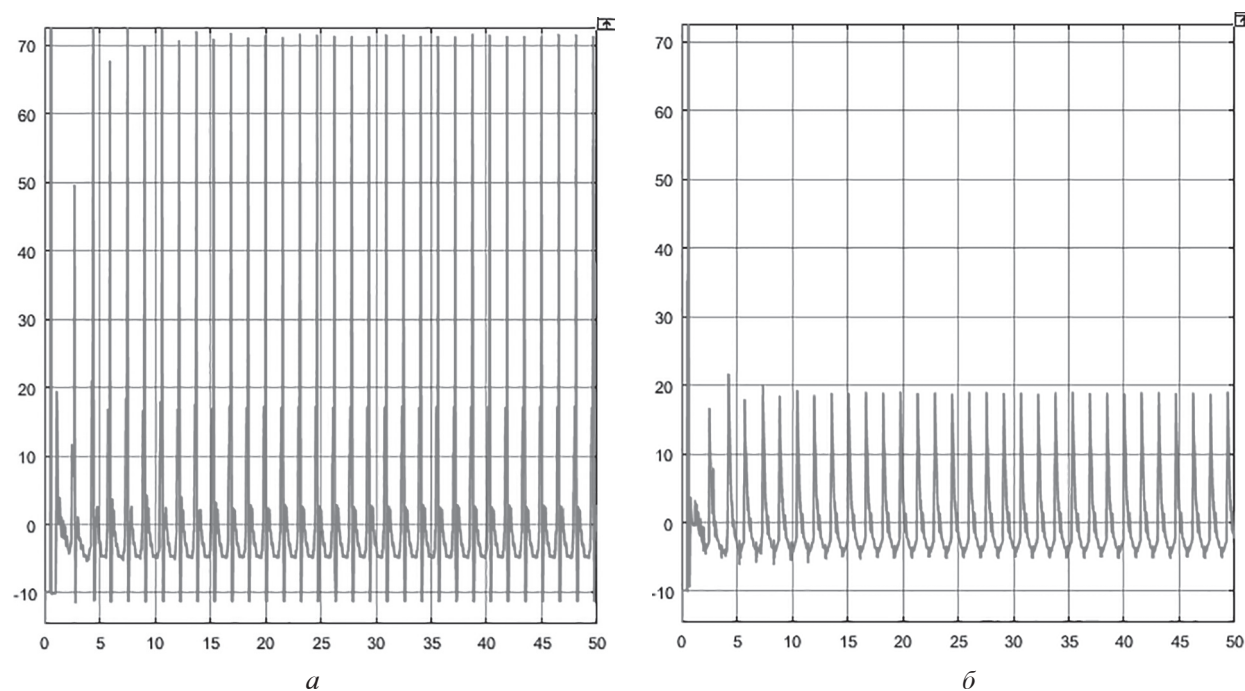


Рис. 7. Осциллограмма записи ускорений на месте механика-водителя:
 $a - K_d = 3,5$; $b - K_d = 2,2$; по горизонтальной оси – время моделирования, сек;
 по вертикальной оси – ускорения, м/с^2

потенциальной энергии подвески нецелесообразно, так как не приводит к повышению показателей плавности хода, но вызывает рост теплонагруженности СП. Такой же вывод можно было сделать при анализе теоретических и экспериментальных данных в [1]: резонансная амплитуда угловых колебаний корпуса растет с ростом частоты собственных колебаний.

Уменьшение частоты собственных колебаний целесообразно также до определенного предела, при выходе за границы которого растет влияние продольных сил на колебания подростенного корпуса.

По результатам моделирования можно сделать вывод, что проектировать СП с коэффициентом динамичности более 2,5 нецелесообразно.

но, а приоритетным аспектом выбора упругой характеристики должна служить частота собственных колебаний поддрессированного корпуса, как показано в [1].

Обоснование выбора количества демпферов

Для оценки рационального количества и расположения демпфирующих элементов необходимо выделить типовые режимы движения современных БГМ. Большую часть времени машина перемещается по пересеченной местности, профиль пути при этом подчиняется случайному закону распределения неровностей по пути. Тем не менее, возможно выделение типовых участков, на которых вид неровности имеет явное однообразие. К примеру, движение по мерзлому вспаханному полю реализует так называемый режим «тряски», когда со стороны грунта на поддрессированный корпус поступает высокочастотное возмущение малой амплитуды. Очевидно, что большое количество демпферов, установленных в СП, будет негативно влиять на плавность хода, увеличивая значения передаваемых на места экипажа вибрационных ускорений.

С другой стороны, низкочастотные возмущения большой амплитуды, наиболее часто встречающиеся при движении по трассам БГМ, требуют эффективного гашения продольно-угловых колебаний корпуса. В противном случае большая амплитуда угловых колебаний корпуса БГМ неизбежно приведет к регулярному выбору полного хода подвески и, как следствие, к ударам балансиров в отбойники, то есть к постоянным пробоям подвески. Для снижения амплитуды колебаний корпуса в этом режиме движения, очевидно, необходимы не только и не столько мощные демпферы, установленные на передних подвесках, но и оснащенные демпферами задние подвески.

Сравнительно редко встречающийся режим движения БГМ с низкими значениями удельной мощности, но все чаще возникающий у БГМ с высокими показателями тяговооруженности, – режим преодоления единичных неровностей (эскарп) с хода, – требует максимального демпфирования на всех подвесках. За половину периода свободных колебаний, то есть за время выбора полного хода подвески необходимо полностью погасить вертикальную скорость машины, чтобы избежать пробоя подвески.

Таким образом, можно резюмировать наличие двух режимов движения, когда необходимо максимальное демпфирование, и одного режима, где демпфирование должно быть незначительным. Исходя из этого, предлагается для движения по профилю дороги, вызывающему низкочастотные возмущения, размещать демпферы на всех подвесках. Характеристики демпферов на прямом ходе при этом предлагается подбирать по [8]. Такое решение позволит обеспечить более равномерную нагруженность узлов ходовой части, а также даст возможность использовать менее мощные демпферы, в том числе для преодоления единичных неровностей с хода.

При движении по профилю дороги, вызывающему высокочастотные возмущения, традиционно предлагается добавлять демпфирование только на крайние подвески, так как наличие сил сопротивления, зависящих от скорости перемещения опорных катков, приводит к росту передаваемых на поддрессированный корпус машины ускорений. Тем не менее, добавление демпфирования на обратном ходе на предпоследних подвесках в отдельных случаях может снизить ускорения на месте механика-водителя за счет зависания задних подвесок. В этом случае возникает дифферент на корму машины, а передние подвески разгружаются. Однако ускорения в кормовой части в этом случае могут вырасти.

В таблице 5 представлены варианты расположения демпферов.

Для указанных в таблице 5 вариантов проводилось исследование на плавность хода в зарезонансном режиме движения (режим 2, таблица 3), результаты которого приведены в таблице 6.

Видно, что наилучшие показатели плавности хода обеспечивает схема, соответствующая последнему варианту. Ускорения «тряски» в этом случае минимальны, как и мощности тепловыделения в СП.

Можно резюмировать, что для движения машины по профилю дороги, вызывающему высокочастотные колебания корпуса, сопротивление демпферов должно быть минимальным, однако достаточным, чтобы гасить возникающие колебания и не провоцировать непрерывные колебания корпуса после прекращения воздействия. Рациональным будет выбор такой характеристики, чтобы при движении по наименее благоприятному профилю (длина неровности примерно равна межкатко-

Таблица 5

Варианты расположения демпферов

Варианты расположения демпферов	Номер подвески от носа машины					
	1	2	3	4	5	6
Вариант 1 – штатное демпфирование	+ / +	+ / +	- / -	- / -	- / -	+ / +
Вариант 2 – штатное демпфирование	+ / +	- / -	- / -	- / -	+ / +	+ / +
Вариант 3 – штатное демпфирование	+ / +	+ / +	- / -	- / -	+ / +	+ / +
Вариант 4 – штатное демпфирование	+ / +	- / -	- / -	- / -	- / -	+ / +
Вариант 5 – штатное демпфирование	- / -	- / -	- / -	- / -	- / -	+ / +
Вариант 6 – уменьш. демпфирование	+ / +	+ / +	- / -	- / -	- / -	+ / +
Вариант 7 – уменьш. демпфирование	+ / +	- / -	- / -	- / -	+ / +	+ / +
Вариант 8 – уменьш. демпфирование	+ / +	+ / +	- / -	- / -	+ / +	+ / +
Вариант 9 – уменьш. демпфирование	+ / +	- / -	- / -	- / -	- / -	+ / +
Вариант 10 – уменьш. демпфирование	- / -	- / -	- / -	- / -	- / -	+ / +

* Примечание: знак «+» в числителе – характеристика поз. 1 рис. 4; знак «+» в знаменателе – характеристика поз. 2 рис. 4. Знак «-» – характеристика поз. 3 рис. 4. Числитель соответствует прямому ходу подвески, знаменатель – обратному. Штатное демпфирование – характеристики демпферов соответствуют характеристикам на рис. 4. Варианты 6–10 имеют сниженное демпфирование в сравнении со штатным: прямого хода – на 75 %, обратного хода – на 50 %.

Таблица 6

Результаты моделирования

Код двигателя	11194	21129	21179
Масса израсходованного топлива, г	660,17	693,50	743,84
Преодоленный путь, м	16500		
Расход топлива, л / 100 км:			
– паспортный;	5,30	5,30	6.....,00
– по результатам моделирования;	5,33	5,60	6,01
– в городском цикле паспортный (для спр.)	–	10,1	9,7
Погрешность	0,6 %	5,7 %	0,2 %

вому расстоянию) с максимальной скоростью допустимые ускорения «тряски» реализовывались за счет демпфирования без включения в работу предохранительного клапана, ограничивающего усилия на прямом ходе подвески.

Таким образом, для управляемого демпфера можно предложить следующую методику подбора характеристик:

1. Для режима максимального демпфирования характеристику прямого хода выбирать по условию эффективного гашения кинетической энергии падения [8], характеристику обратного хода – по критерию «независания» [1] катка.

2. Для режима минимального демпфирования выбирать симметричные характеристики прямого и обратного ходов так, чтобы допустимые ускорения «тряски» были реализованы без включения в работу предохранительных клапанов.

Такой выбор позволит обеспечить выполнение требований плавности хода и минимизировать потери энергии в СП. В обоих случаях предлагается размещать демпферы на всех подвесках.

Выводы

Рассмотренные в статье вопросы показывают, что для обеспечения высоких показателей плавности хода и, как следствие, высоких средних скоростей движения, увеличивать энергоемкость упругого элемента нецелесообразно. Значение коэффициента динамичности следует выбирать в диапазоне 2,2–2,5, при этом частота собственных колебаний ГМ должна находиться в диапазоне 4,0–4,5 рад/с.

Рациональное расположение демпферов с точки зрения обеспечения наиболее высокой средней скорости движения по ограничениям

СП – на каждой подвеске, при этом необходимо использование управляемого демпфера, так как для разных режимов движения требуются различные характеристики СП. Характеристики демпфера для движения в «резонансном» режиме следует определять исходя из значения допустимых ускорений на месте механика-водителя, а для движения в «зарезонансном» режиме – делать минимально возможными, но достаточными для гашения высокочастотных колебаний опорных катков.

Литература

1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.
2. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2003. 150 с.
3. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: дисс. ... доктора техн. наук. М.: МГТУ, 2000. 265 с.
4. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. М., 2003, 149 с.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2012. Выпуск 1. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2012. Выпуск 1. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>
7. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2011. Выпуск 12. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>
8. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2017. 211 с.
9. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования: конспект лекций / Е. Б. Сарач, А.А. Ципилев. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 112, [2] с. : ил.
10. Рабинович Б.А. Безопасность человека при ускорениях (Биомеханический анализ). М.: 2007. 208 с.
11. Теория и конструкция танка / Под ред. П.П. Исакова. М.: Машиностроение, 1985. 244 с. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин.

References

1. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelinejnyh sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin* [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p.
2. Sarach E.B. *Metod vybora harakteristik sistemy podressorivaniya s necelym chislom stepeney svobody dlya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny*: Dis. ... kand. tekhn. nauk [A method for selecting the characteristics of a suspension system with an integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGTU Publ., 2003. 150 p.
3. Kotiev G.O. *Prognozirovanie eksplutacionnyh svojstv sistem podressorivaniya voennyh gusenichnyh mashin*: Diss. ... doktora tekhn. nauk [Prediction of the operational properties of suspension systems for military tracked vehicles: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]. Moscow: MGTU Publ., 2000. 265 p.
4. Suhorukov A.V. *Upravlenie dempfiruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny*. Dis. ... kand. tekhn. nauk [Control of damping elements in the suspension system of a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2003, 149 p.
5. Zhilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. Method for calculating the characteristics of a pneumatic-hydraulic controlled suspension with two-level damping of multi-axle wheeled vehicles. *Elektron-*

- nyj zhurnal: «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie» (in Russ.). EL No FS77-48211. 2012. Vypusk 1. No: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>
6. ZHilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. Method for selecting characteristics of a controlled suspension with two levels of damping of multi-axle wheeled vehicles. *Elektronnyj zhurnal: «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie»* (in Russ.). EL No FS77-48211. 2012. Vypusk 1. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>
 7. ZHilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. An experimental study of the load characteristics of a two-chamber pneumatic-hydraulic spring for suspension of automobile platforms of a new generation of medium and heavy loads. *Elektronnyj zhurnal: «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie»* (in Russ.). EL No FS77-48211. 2011. Vypusk 12. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>
 8. Cipilev A.A. *Metody opredeleniya raschetnykh harakteristik i ochenki teplovoj nagruzhennosti pnevmogidravlicheskih ustrojstv sistem podressorivaniya bystrohodnykh gusenichnykh mashin na etape proektirovaniya*: Dis. ... kand. tekhn. nauk [Methods for determining the design characteristics and assessing the thermal load of the pneumohydraulic devices of the suspension systems of high-speed tracked vehicles at the design stage: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGTU Publ., 2017. 211 p.
 9. Sarach E.B., Cipilev A.A. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskih sistem podressorivaniya: konspekt lekcij* [Fundamentals of calculations of pneumohydraulic suspension systems: lecture notes]. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2017. 112 p.
 10. Rabinovich B.A. *Bezopasnost' cheloveka pri uskoreniiakh (Biomekhanicheskij analiz)* [Human safety during accelerations (Biomechanical analysis)]. Moscow: 2007. 208 p.
 11. *Teoriya i konstrukciya tanka* [Theory and design of the tank]. Pod red. P.P. Isakova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 244 p. Vol. 6. *Voprosy proektirovaniya hodovoj chasti voennykh gusenichnykh mashin* [Design issues for the chassis of military tracked vehicles].

METHOD FOR SELECTING CHARACTERISTICS OF CONTROLLED DAMPING SUSPENSION SYSTEMS FOR HIGH-SPEED TRACKED VEHICLES

PhD in Engineering **A.A. Cipilev**¹, **A.A. Lychagov**², DSc in Engineering **V.A. Gorelov**¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Public Joint-Stock Company «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia

alexts@bmstu.ru

The increase in the power supply of modern fast tracked vehicles increases the gap in average speed between traction capabilities and the restrictions imposed by the cushion system. Traditional cushioning systems do not allow ensuring the height of the «passage» periodic bumps above 0,2 m, and for multi-level and controlled suspensions, the question of their thermal loading arises sharply. This article is devoted to the development of a method for selecting the characteristics of suspension damping systems for high-speed tracked vehicles. At the beginning of the article, recommendations are given for choosing the upper and lower boundaries of the static and dynamic suspension moves, based on the structural and layout limitations of modern machines, and the basic requirements for the characteristic of an elastic element are shown. The influence of the stiffness of the pneumohydraulic elastic element and its dynamic coefficient on the smoothness and heat load of dampers were considered. It is shown that an excess value of the dynamic coefficient leads to a significant increase in thermal and vibrational loading. The article also considers the effect of the number of dampers and their characteristics on the smoothness of motion in various driving modes, and also shows the thermal capacities corresponding to these options. There are presented the results of mathematical simulation, which show that for suspensions with controlled damping, the most rational is the installation of dampers on all suspensions. The article shows that the growth of inelastic resistance forces in the «out-of-resonance» mode leads to an increase in the transmitted accelerations to a greater extent than the thermal loading increases. The article concludes with a methodology for selecting the characteristics of an inelastic suspension element with a controlled damper and their number.

Keywords: high-speed tracked vehicles, tracked vehicles, suspension, suspension system, controlled damping, air-hydraulic spring.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ УПРАВЛЯЕМОГО МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ СЕМЕЙСТВА ZF VECTOR DRIVE

Чайкин А.П.¹, д.т.н. Добрецов Р.Ю.¹, Войнаш С.А.²

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

²Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, Рубцовск, Россия

kondraga@mail.ru, dr-idpo@yandex.ru, sergey_voi@mail.ru

В статье рассмотрены особенности выполнения кинематического и силового анализа управляемого механизма мощности для трансмиссии колесных транспортных и транспортно-технологических машин. Такие механизмы в настоящее время применяются в основном на автомобилях с целью улучшения управляемости, устойчивости, тягово-динамических свойств в тяжелых дорожных условиях. В России подобные механизмы не производятся, но в настоящее время ведутся теоретические исследования, результаты которых позволят определить основные параметры механизма и осуществить синтез его кинематической схемы. В основе предлагаемых в статье подходов лежат методы, используемые при проведении кинематического и силового анализа планетарных передач, однако учитывается, что механизм распределения мощности при работе имеет две степени свободы. Указано на наличие структурного и функционального подобия между механизмом распределения мощности автомобиля и механизмом поворота гусеничной машины. Предложен способ расчетной оценки передаточного отношения механизма распределения мощности по условию согласования минимально возможного радиуса поворота, обеспечиваемого кинематикой рулевой трапеции, и расчетного радиуса поворота. Под расчетным радиусом поворота понимается радиус, получаемый при отсутствии буксования во фрикционных элементах управления механизма распределения мощности. Радиусы поворота, большие расчетного, могут быть получены за счет буксования тормозов, связанных с бортовыми рядами механизма. Плавность изменения радиуса может быть обеспечена применением замкнутой системы управления буксованием дисков трения. При прямолинейном движении автомобиля элементы управления отключены, отсутствие циркуляции мощности в ведущем мосту обеспечивается, как и в традиционных трансмиссиях, дифференциалом, входящим в состав механизма распределения мощности.

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, механизм распределения мощности, колесная машина, автомобили.

Введение

Механизм распределения мощности (МРМ) используется в трансмиссии практически каждой транспортно-технологической машины или колесного транспортного средства, поскольку существует необходимость распределять мощность между ведущими мостами или ведущими колесами. Наибольшее распространение на автомобилях получил простой (симметричный) конический дифференциал.

Возможность блокировки часто предусматривается для межосевых дифференциалов. Межколесный дифференциал выполняется блокируемым, как правило, на колесных машинах высокой проходимости и специальной дорожно-строительной технике. Блокировка может быть принудительной (по решению водителем или

по сигналу системы управления), кроме того используются самоблокирующиеся дифференциалы. Блокируемые и самоблокирующиеся дифференциалы не удовлетворяют современным запросам потребителей и не обеспечивают эффективного управления потоками мощности.

Для повышения тягово-динамических свойств колесной машины, улучшения управляемости и устойчивости движения применяются управляемые межколесные МРМ (например, серийно выпускаемые механизмы ZF Vector Drive и AYC). Конструктивной особенностью такого типа МРМ является наличие редукторной части в виде планетарного механизма, фрикционных элементов управления с гидравлическим или электромеханическим приводом, цифровой системы управления.

Редукторная часть выполняет функции простого (симметричного) дифференциала, а при необходимости за счет использования элементов управления имеется возможность перераспределить мощность между колесами: большую мощность можно направить на выбранное колесо и контролировать крутящий момент и угловую скорость колеса.

Такой МРМ является в принципе двухпоточным в активном состоянии. Мощность, поступающая на МРМ, разделяется – часть перераспределяется через дифференциал (или его аналог), другой поток направляется через МРМ к выбранному борту и суммируется с частью первого потока на выбранном выходе из МРМ. Контроль над значением момента и угловой скорости может осуществляться, например, за счет управляемого буксования дисков фрикционного элемента управления.

На гусеничных машинах аналогом МРМ являются механизмы поворота (МП). В связи с этим целесообразно в перспективе рассмотреть возможность использования технологий, используемых при производстве МРМ, применительно к МП и, наоборот – проблему рационального заимствования технических решений и теоретических наработок из практики конструирования МП для развития нового для отечественного транспортного машиностроения направления конструирования управляемых шестеренных МРМ [1, 2].

Цель работы – проведение кинематического и силового анализа кинематической схемы шестеренного управляемого планетарного МРМ для трансмиссии колесной машины [3–5]. Выполнение таких расчетов необходимо при проектировании механизма на основе выбранной кинематической схемы.

Методы и средства проведения исследования

Методики кинематического и силового анализа применительно к планетарным редукторам на сегодня хорошо разработаны и используются при проектировании планетарных коробок передач (ПКП). Существенным отличием МРМ от ПКП является наличие двух выходных звеньев и в общем случае сохранение при работе двух степеней свободы. Далее будет показано, что для проведения кинематического и силового анализа МРМ необходимо учитывать не только технические характеристики колесной машины, но и условия движения.

Проведение кинематического и силового анализа МРМ как редуктора, который может содержать простые трехзвенные и сложные четырех- и пятизвенные планетарные механизмы, а также передачи с неподвижными осями, возможно по методикам, разработанным для ПКП [6].

Кинематическому и силовому анализу МРМ должны предшествовать выбор схемы и выбор числа зубьев шестерен. В принципе схему МРМ можно принять на основе прототипа [4, 5, 7], но для выбора чисел зубьев шестерен нужно предложить оригинальный метод.

В основу методики определения значения передаточного отношения МРМ положен факт о функциональном и структурном сходстве между МРМ колесной машины и МП транспортных гусеничных машин [8–10].

Кроме того, при разработке системы управления МРМ целесообразно использовать опыт построения замкнутых систем управления поворотом транспортной машины [11, 12].

Результаты и их обсуждение

В качестве примера рассмотрим МРМ, схема которого показана на рис. 1.

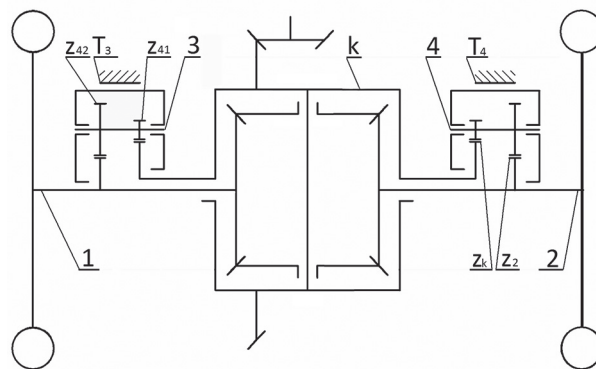


Рис. 1. Кинематическая схема двухпоточного МРМ:
 k – коробка (корпус) дифференциала; 1 – левая полуось; 2 – правая полуось; 3, 4 – водила планетарных механизмов; Т – элемент управления;
 z – число зубьев

Рассмотрим кинематику данного механизма по аналогии с методикой проведения анализа схем ПКП.

В состав рассматриваемого МРМ (см. рис. 1) входят два бортовых планетарных механизма со ступенчатыми и симметричный конический дифференциал.

Для бортового планетарного механизма параметр $k = z_2 z_{41} / (z_1 z_{42})$ [6, 9].

При $z_2 > z_1$ данный параметр $k > 1$, а значит, при включении элемента управления соответствующая полуось станет вращаться в k раз медленнее. В противном случае при $z_2 < z_1$, параметр $0 < k < 1$.

Система уравнений кинематики для рассматриваемого МРМ основывается на уравнениях кинематики планетарных механизмов (разновидность уравнения Виллиса) и имеет вид:

$$\begin{cases} 2\omega_k = \omega_1 + \omega_2 \\ \omega_k = k\omega_1 + (1-k)\omega_3 \\ \omega_k = k\omega_2 + (1-k)\omega_4. \end{cases}$$

Для решения этой системы необходимы два дополнительных уравнения. Одно из них: $\omega_k = \text{const}$ (полагают $\omega_k = 1$, тогда угловые скорости будут выражены в долях этой величины). Другое получаем наложением ограничения вида $\omega_3 = 0$ (или $\omega_4 = 0$).

Анализ системы уравнений показывает, что при включении элемента управления соответствующего борта и при $k > 1$ борт становится отстающим, а при $0 < k < 1$ – забегающим.

Такой режим поворота колесной машины аналогичен режиму поворота гусеничной машины с «фиксированным» (расчетным) радиусом R_ϕ . Удобнее рассматривать относительный радиус фиксированного (расчетного) поворота $\rho_\phi = R_\phi / B$, где B – колея ведущего моста колесной машины.

Относительный радиус поворота может быть определен с использованием передаточного отношения между бортами (передаточного отношения МРМ):

$$\rho = \frac{1(u+1)}{2(u-1)}.$$

Здесь $u = V_2/V_1$ – передаточное отношение МРМ; $\rho = R/B$; R – радиус поворота, B – колея машины. Если пренебречь изменением радиусов качения колес, то можно записать: $u = \omega_2/\omega_1$.

Предлагается исходить из необходимости обеспечения кинематического согласования относительного радиуса поворота машины, получаемого за счет «силового поворота» и минимального относительного радиуса поворота, допустимого по кинематике рулевой трапеции. Положим их равными между собой и обозначим ρ_ϕ . Из приведенных выше уравнений можно найти связь между ρ_ϕ и параметром k управляющего планетарного ряда.

Для управления по забегающему борту

$$\rho_\phi = \frac{k}{2(1-k)}; k = \frac{2\rho_\phi}{2\rho_\phi + 1}.$$

Для управления по отстающему борту

$$\rho_\phi = \frac{k}{2(k-1)}; k = \frac{2\rho_\phi}{2\rho_\phi - 1}.$$

Полагаем $R_\phi = 5$ м и $B = 1,8$ м, получим $\rho_\phi = 2,78$ и $k = 0,847$ для первого случая, и $k = 1,22$ для второго.

Все остальные относительные радиусы, большие, чем ρ_ϕ , можно получить силовым управлением ведущими колесами при управляемом буксовании в тормозах планетарных механизмов.

Рассмотрим отдельно оба случая поворота с радиусами $\rho_\phi < \rho < \infty$.

Введем параметр s – скольжение дисков включаемого тормоза относительно корпуса МРМ. Для управления по забегающему борту $s = \omega_4$, а по отстающему $s = \omega_3$.

Значение параметра при подаче управления будет меняться в пределах $0 < s < 1$.

Значение $s = 0$ будет соответствовать полному включению тормоза управления, а $s = 1$ – выключенному состоянию рассматриваемого элемента управления.

Тогда значения промежуточных относительных радиусов поворота ρ будут определяться по нижеприведенным зависимостям.

Для управления по забегающему борту:

$$\rho = \frac{k}{2(1-k)(1-s)}.$$

Для управления по отстающему борту:

$$\rho = \frac{k}{2(k-1)(1-s)}.$$

Скольжение в выключенном тормозе будет изменяться в пределах $1 < s < 2$.

Перейдем к вопросу силового анализа МРМ.

Введем обозначения:

M_{x1} и M_{x2} – моменты на левом и правом ведущих колесах;

M_{d1} и M_{d2} – моменты на левой и правой полуосях до суммирования с моментом от планетарного ряда;

M_{k1} и M_{k2} – моменты на левой и правой шестернях планетарных механизмов, соединенных с корпусом дифференциала;

M_{p1} и M_{p2} – моменты на левой и правой шестернях планетарных механизмов, соединенных с полуосями;

M_{T1} и M_{T2} – моменты на левом и правом тормозных механизмах; M_S – входной момент на корпусе дифференциала;

M_Σ – суммарный момент на корпусе дифференциала;

f, φ, Z, r – коэффициенты сопротивления качению и сцепления с грунтом, нормальная нагрузка на колесо и радиус качения.

Для определения значений 12 введенных переменных потребуется составить 12 уравнений.

Трением в зубчатых зацеплениях и опорах звеньев дифференциала пренебрегаем.

Из уравнения равновесия МРМ следует, что $M_{d1} = M_{d2}$, и $M_S + M_{d1} + M_{d2} = 0$.

Еще две пары уравнений получим из условия равновесия планетарных рядов:

$$\begin{cases} M_p = -kM_k \\ M_T = -(1-k)M_k \end{cases}$$

Добавим уравнения связи:

$$\begin{cases} M_{x1} = M_{p1} + M_{d1} \\ M_{x2} = M_{p2} + M_{d2} \\ M_\Sigma = M_S + M_{k1} + M_{k2} \end{cases}$$

Необходимо доопределить полученную систему еще тремя уравнениями.

При подаче управления на один (например, правый) борт механизм противоположного (левого) борта не управляется, следовательно $M_{T1} = 0$.

Оставшиеся два уравнения можно получить, комбинируя значения четырех исходных параметров: M_{x1} , M_{x2} , M_{T2} , M_Σ .

Подобный подход позволяет рассматривать различные варианты задачи. Однако для получения реалистичных решений не следует терять из виду оценки величин данных переменных.

Для неуправляемого борта следует полагать $|M_x| = fZr$, для управляемого борта –

$|M_x| < \varphi Zr$. Максимально возможный для данного режима движения момент M_Σ определяется из тягового расчета, а значение M_T ограничено конструкцией тормозного элемента управления.

Кинематический и силовой анализ были выполнены для механизма, схема которого представлена на рис. 1 для стратегий управления по забегающему и отстающему борту. Звенья 1 и 2 связаны с ведущими колесами; 3 и 4 – с элементами управления (тормозами); звено k является ведущим.

При расчетах внутренний КПД для дифференциала принимался равным 0,98; для планетарных рядов со ступенчатыми сателлитами – равным 0,97.

Использование управления по забегающему борту оказалось более выгодным с точки зрения энергетической эффективности – реализован больший КПД. В этом случае для ряда со ступенчатыми сателлитами принято значение кинематического параметра 0,847. При управлении по отстающему борту принимается значение 1,22.

В таблице 1 приведены результаты кинематического расчета – угловые скорости основных звеньев и муфт в долях угловой скорости ведущего звена. Последняя принята постоянной и равной единице. Режим 1 соответствует стратегии управления по забегающему борту, а режим 2 – по отстающему.

В таблице 2 приведены основные результаты силового анализа – значения моментов на первом звене (в простом планетарном механизме этому соответствует солнечная шестерня) в долях момента ведущего звена.

Нумерация планетарных механизмов принята слева направо по схеме на рис. 1. Следует понимать, что в данном расчете имеется в виду только дополнительный момент, подаваемый на забегающий борт при включении соответствующего элемента управления.

Отрицательные значения момента на элементах планетарного ряда отстающего борта в режиме 2 указывают на то, что мощность с

Таблица 1

Угловые скорости звеньев и муфт

Номер режима	Номер основного звена на рис. 1			
	1	2	3	4
1	0,819	1,181	2,000	0,000
2	0,819	1,181	0,000	2,000

Таблица 2

Относительный момент первых звеньев

Номер режима	Номер планетарного механизма на рис. 1		
	1	2	3
1	0,000	0,000	1,000
2	-0,694	-0,847	0,000

этого ряда будет перенаправлена с него через коробку (корпус) дифференциала на забегающий борт.

Относительный момент на включаемых элементах управления 3 и 4 составляет $-0,153$.

Заключение

Предложенный подход к построению уравнений кинематического и силового анализа МРМ и принципы определения значений неизвестных величин могут быть использованы при проектировании редукторной части управляемого шестеренного МРМ и в качестве основы математической модели редукторной части МРМ при отработке алгоритмов управления в среде *Matlab Simulink*.

Литература

1. Увакина Д.В., Добрецов Р.Ю., Войнаш С.А. Трансмиссия для гусеничной машины с двумя двигателями // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус. Могилев: Белорус. Рос. ун-т, 2018. 112 с.
2. Увакина Д.В., Добрецов Р.Ю., Войнаш С.А. Перспективная двухпоточная трансмиссия для лесных и транспортных машин // Экологические и биологические основы повышения продуктивности и устойчивости природных и искусственно возобновленных лесных экосистем: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию высшего лесного образования в г. Воронеж и ЦЧР России. 4–6 октября 2018 г. в 2 т. Т. 2 / М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛУ». Воронеж, 2018. С. 162–170.
3. Bosch. Автомобильный справочник: Пер. с англ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 992 с.
4. http://www.irs.kit.edu/download/131213_GC_TorqueVectoring_ZF_Handout.pdf (дата обращения: 21.03.2019).
5. Development of Super AYC / Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, K. Manabe // «Technical review», 2003, № 15. С. 73–76.
6. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. М.: ООО «Издательство Аристель», ООО «Издательство АСТ», 2003. 335 с.
7. Вольская Н.С. Чудаков О.И. Пути совершенствования системы распределения мощности в ветвях трансмиссии полноприводных автомоби-

лей // Материалы 77-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», [Электронный ресурс]. М. МАМИ: 2012. С. 120–127.

8. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: «Машиностроение», 1975. 448 с.
9. Носов Н.А. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / Под ред. Н.А. Носова. Л.: «Машиностроение», 1972. 560 с.
10. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 90 с.
11. Галышев Ю.В. и др. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин = Closed-loop control system for tracked vehicle steering // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер.: Наука и образование / Министерство образования и науки РФ; Санкт-Петербургский гос. политехн. ун-т. Санкт-Петербург, 2014. № 3 (202). С. 201–208.
12. Демидов Н.Н. и др. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2019. № 1. С. 60–69.

References

1. Uvakina D.V., Dobrecov R.YU., Vojnash S.A. Transmission for a tracked vehicle with two engines. *Novye materialy, oborudovanie i tekhnologii v promyshlennosti: materialy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. molod. uchenykh* [New materials, equipment and technologies in industry: Materials of international scientific and technical conference of young science]. M-vo obrazovaniya Resp. Belarus', M-vo obrazovaniya i nauki Ros. Federacii, Belarus. Mogilev: Belarus. Ros. un-t, 2018. 112 p. (in Russ.)
2. Uvakina D.V., Dobrecov R.YU., Vojnash S.A. Promising two-line transmission for forestry and transport vehicles. *Ekologicheskie i biologicheskie osnovy povysheniya produktivnosti i ustojchivosti prirodnih i iskusstvenno vobnovlennyh lesnyh ekosistem: materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 100-letiyu vysshego lesnogo obrazovaniya v g. Voronezh i CCHR Rossii. 4–6 oktyabrya 2018 g.* [Ecological and biological foundations of increasing the productivity and sustainability of

- natural and artificially renewed forest ecosystems: materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 100th anniversary of higher forest education in Voronezh and the Central Black Earth Region. October 4–6, 2018] v 2 t. Vol. 2 / M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2018, pp. 162–170 (in Russ.).
3. *Bosch. Avtomobil'nyj spravochnik* [Bosch. Automobile reference]: Per. s angl. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: ZAO «KZHI «Za rulem» Publ., 2004. 992 p.
 4. http://www.irs.kit.edu/download/131213_GC_TorqueVectoring_ZF_Handout.pdf (data obrashcheniya: 21.03.2019).
 5. Development of Super AYC / Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, K. Manabe // «Technical review», 2003. No 15, pp. 73–76.
 6. Haritonov S.A. *Avtomaticheskie korobki peredach* [Automatic gearboxes]. Moscow: OOO «Izdatel'stvo Aristel'» Publ., OOO «Izdatel'stvo AST» Publ., 2003. 335 p.
 7. Vol'skaya N.S. CHudakov O.I. Ways to improve the power distribution system in the transmission branches of four-wheel drive vehicles. *Materialy 77-j mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii AAI «Avtomobile- i traktorostroenie v Rossii: priority razvitiya i podgotovka kadrov»* [Materials of the 77th international scientific and technical conference of the AAE “Automobile and tractor engineering in Russia: development priorities and training”], [Elektronnyj resurs]. Moscow. MAMI: 2012, pp. 120–127 (in Russ.).
 8. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin* [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: «Mashinostroenie» Publ., 1975. 448 p.
 9. Nosov N.A. i dr. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnyh mashin: Uchebnik dlya vuzov* [Calculation and design of tracked vehicles: Textbook for universities]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: «Mashinostroenie» Publ., 1972. 560 p.
 10. SHelomov V.B. *Teoriya dvizheniya mnogocelevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin. Tyagovyy raschet krivolinejnogo dvizheniya: uchebnoye posobie dlya vuzov po special'nosti «Avto-mobile- i traktorostroenie»* [The theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles. Traction calculation of curvilinear movement: a textbook for universities on the specialty “Automobile and tractor engineering”]. Sankt-Peterburg: Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2013. 90 p.
 11. Galyshev YU.V. i dr. Closed-loop control system for tracked vehicle steering. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. Ser.: Nauka i obrazovanie*. Ministerstvo obrazovaniya i nauki RF; Sankt-Peterburgskij gos. politekhn. un-t. Sankt-Peterburg, 2014. No 3 (202), pp. 201–208 (in Russ.).
 12. Demidov N.N. i dr. Friction turning mechanisms in double-threaded transmissions of transport tracked vehicles. *Traktory i sel'skohozyajstvennyye mashiny*. 2019. No 1, pp. 60–69 (in Russ.).

KINEMATIC AND FORCE ANALYSIS OF THE CONTROLLED POWER DISTRIBUTION MECHANISM OF THE ZF VECTOR DRIVE FAMILY

A.P. CHajkin¹, DSc in Engineering **R.YU. Dobrecov¹**, **S.A. Vojnash²**

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

²Polzunov Altai State Technical University, Rubtsovsk, Russia

kondraga@mail.ru, dr-idpo@yandex.ru, sergey_voi@mail.ru

The article discusses the features of the kinematic and power analysis of a controlled power mechanism for the transmission of wheeled transport and transport-technological machines. Such mechanisms are currently used mainly in automobiles with the aim of improving the handling, stability, traction and dynamic properties in difficult road conditions. In Russia, such mechanisms are not produced, but theoretical studies are currently underway, which results will determine the main parameters of the mechanism and synthesize its kinematic scheme. The proposed approaches are based on the methods used in the kinematic and power analysis of planetary gears, however, it is taken into account that the power distribution mechanism during operation has two degrees of freedom. The structural and functional similarity between the power distribution mechanism of the vehicle and the rotation mechanism of the tracked vehicle is indicated. A method is proposed for calculating the gear ratio of the power distribution mechanism by matching the minimum possible radius of rotation provided by the kinematics of the steering trapezoid and the estimated radius of rotation. By the estimated turning radius is understood the radius obtained in the absence of slipping in the friction controls of the power distribution mechanism. Turning radii can be obtained by slipping brakes associated with the side rows of the mechanism. A smooth change in radius can be ensured by the use of a closed-loop control system for slipping friction discs. When the vehicle is moving in a straight line, the controls are disabled, the lack of power circulation in the drive axle is ensured, as in traditional transmissions, by the differential included in the power distribution mechanism.

Keywords: controllability, stability, power distribution mechanism, wheeled vehicle, automobile.

