



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.3.08

### МЕЛКОСЕРИЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ СТАПЕЛЬНЫМ МЕТОДОМ

КРУГЛИКОВ К.И., ЛЕБЕДЕВ Д.В., ВАТАГИН А.А.,

д-р техн. наук ЛЕБЕДЕВ А.Е.

Ярославский ГТУ

*Рассматриваются тенденции автомобильного производства, как мирового, так и отечественного. Рассмотрена концепция отечественного мелкосерийного ступельного производства автомобилей. Предложена альтернативная концепция развития отечественного автомобилестроения, которая позволит сделать производство автомобилей более гибкой отраслью.*

**Ключевые слова:** автомобиль, транспортное средство, ступель, консольный кран, кантователь, родстер.

### Kruglikov K.I., Lebedev D.V., Vatagin A.A., Lebedev A.E. SMALL-SCALE PRODUCTION OF CARS BY THE SLIPWAY METHOD

*The article discusses the trends of automobile production, both global and domestic. The concept of domestic small-scale stock car production is considered. An alternative concept for the development of the domestic automobile industry is proposed, which will make the production of cars a more flexible industry.*

**Keywords:** car, vehicle, slipway, cantilever crane, cantilever, roadster.

В современном автомобильном производстве на этапах сборки, как известно, преобладают конвейерные технологии. Данный метод особенно активно используется крупными производителями автомобильной техники, так как он обеспечивает предсказуемые такты и ритмы производства, что позволяет, кроме всего прочего, упростить маркетинговую и экономическую оценку производства относительно отрасли в целом. Такой подход действительно может сократить издержки на определённые типы операций и удешевить производство за счёт стандартизации продукции. Эти практики отлично применимы в случае выпуска серийной продукции, ориентированной на массового потребителя.

Однако в современном мире имеют место тенденции, подразумевающие ориентацию на индивидуальные запросы конечного потребителя, что вызвано перенасыщением рынка и падением потребительского спроса на продукцию массовую. Это отлично прослеживается на примере продаж как мировых, так и российских (рис. 1). Данная статистика [1] показана на апрель 2020 года, и её особенности можно было бы связать с кризисом и неблагоприятной эпидемиологической обстановкой. Однако падение прослеживалось на протяжении длительного периода до данного момента, который послужил триггером для усиления падения.

На примере крупных производителей можно видеть попытки разбиения рынка на сегменты в зависимости от покупательской способности того или иного класса (рис. 2) [2]. Такая тактика обусловлена использованием так называемых единых платформ. В случае их применения на сегменте низшего класса производитель может экономить на материалах и комплектующих в сравнении с высшим ценовым сегментом.

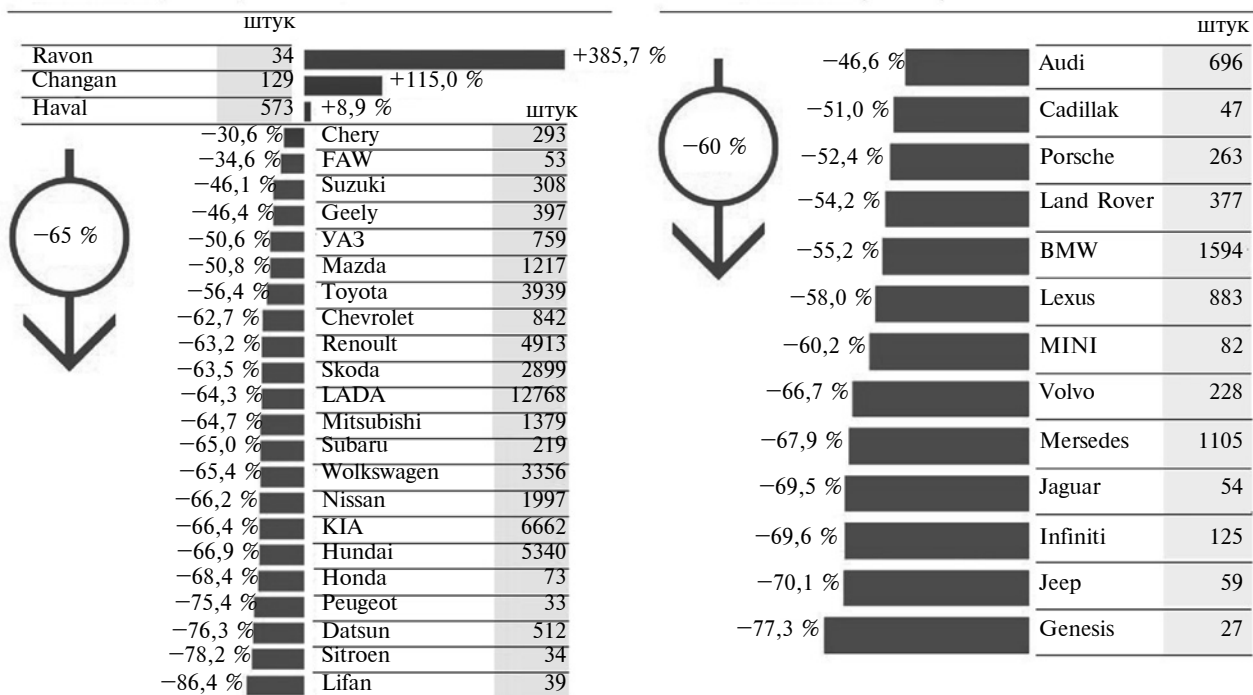
Однако такая политика напрямую зависит от общего экономического роста и роста благосостояния населения и может эффективно работать только в случае стабильного спроса. Динамика же рынка показывает обратное состояние.

В то же время на примере других отраслей промышленности (особенно в сфере потребительской электроники) успешно применяется стратегия создания либо мелких дочерних компаний, либо независимых, которые предлагают потребителю более тонкую модульную настройку. При этом активно применяются аддитивные технологии, например, 3D-печать.

Таким образом всё больше наблюдается склонность рынка к индивидуальному производству. Подобный опыт частично может найти применение и в автомобилестроении, что означает переход определённой доли производства с технологий конвейерной сборки к индивидуальным заказам и методам сборки на постах. Причём, вопреки стандартным представлениям об

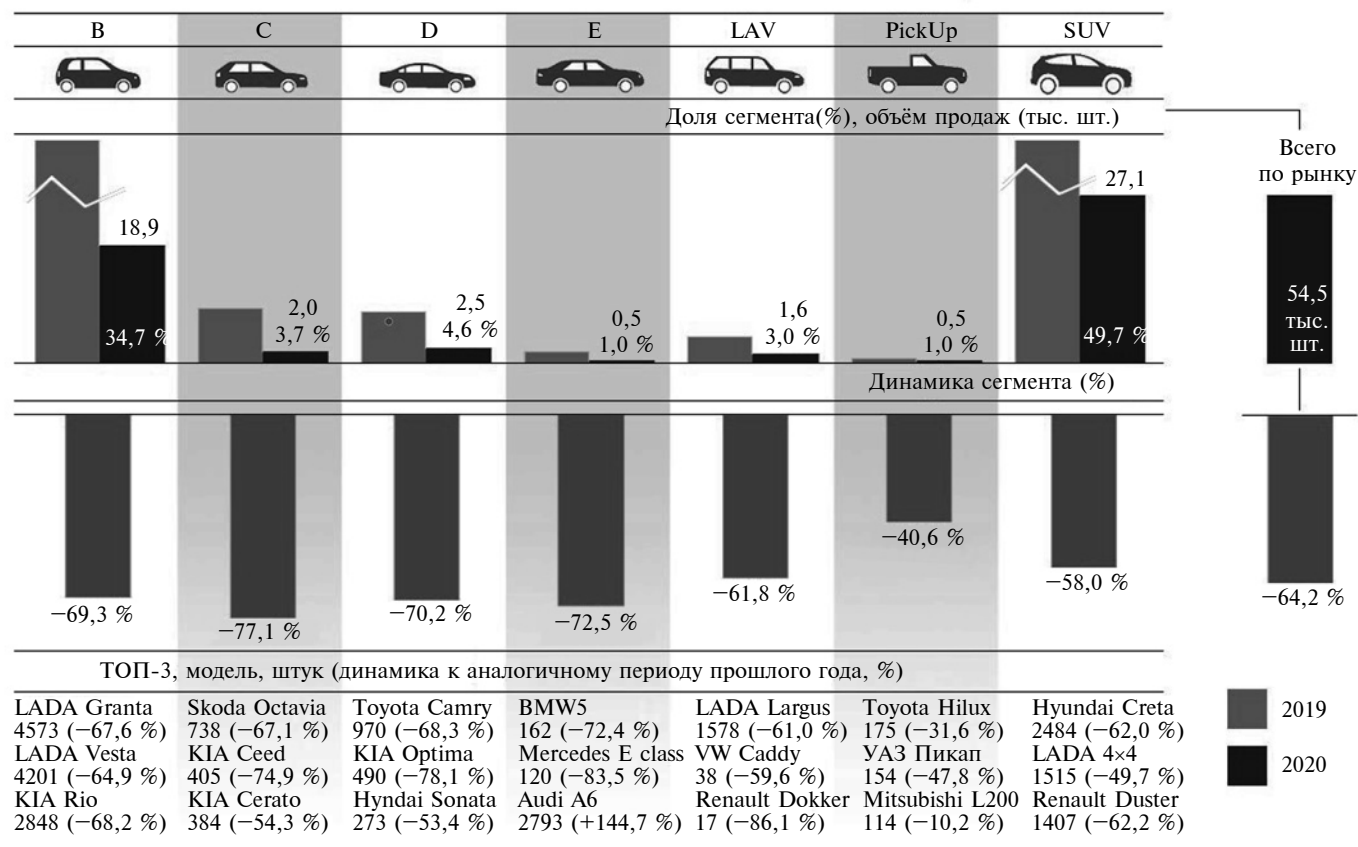
Массовый сегмент | 8,9 % | Динамика: -64,6 %  
Объём рынка: 48898 шт.

Премиальный сегмент | 10,2 % | Динамика: -59,7 %  
Объём рынка: 5540 шт.



Источник: АВТОСТАТ, данные по легковым автомобилям (на основании регистрации в ГИБДД), без учета Luxury (доля — 0,1 %)

Рис. 1. Динамика российского автомобильного рынка в апреле 2020 г.



Источник: АВТОСТАТ (на основании регистрации в ГИБДД, \*) не представлены сегменты с объёмом рынка менее 500 шт.

Рис. 2. График спроса по сегментам в апреле 2020 г.

автомобильной промышленности, данный метод производства до сих пор имеет место. В частности, в компаниях, деятельность которых направлена на контрактное производство. Обычно такие производители могут получать контракт или заказ от более крупных фирм на изготовление либо мелкой серии продукции, либо некоторого числа единиц продукции, под которые не может быть перепрофилирован конвейер. В качестве примера такой компании можно привести финскую "Валмет Аутомотив". При таком подходе зачастую происходит отказ от конвейерной сборки в пользу постовой, а процессы регламентируются техническим заданием заказчика. Крупные компании прибегают к такому методу в том случае, когда маркетинговый план и план продаж говорят о необходимости выпуска именно мелкой серии или штучной продукции для удовлетворения потребительского спроса.

Недавно сформированное объединение "Межвузовская студенческая корпорация", руководствуясь логикой ориентированностью на индивидуальные проекты, приняло решение о запуске подобного мелкосерийного производства российского проекта "Национальный родстер" (вторая генерация проекта представлена на рис. 3). Данный проект планируется производить на вазовской платформе "Калина/Гранта". Производственными площадками будут выступать российские вузы. Инициатором проекта является МГТУ имени Н.Э. Баумана.

По мнению экспертов, подобный проект, базирующийся на стандартных комплектующих серийно выпускаемого автомобиля, будет иметь относительно низкую себестоимость и хорошую эксплуатационную прогнозируемость. При этом автомобиль будет обладать уникальным внешним видом и модульностью исполнения за счёт распределённого сетевого производства на базе разных вузов, которые могут вносить свои изменения в проект на этапе проектирования.

Прогнозируемость эксплуатации обеспечивается за счёт стандартных комплектующих и корректной проработки на этапе проекта, технического задания и сборки. При этом прослеживается очевидная взаимосвязь всех этапов жизненного цикла автомобиля, на-



Рис. 3. Родстер "Крым"



Рис. 4. Универсальный сборочный комплекс ЯГТУ для сборки автомобиля

чая с этапа проектирования, с его эксплуатационной надёжностью.

Цель настоящей работы состоит в организации комплекса по сборке автомобиля в рамках проекта "Национальный родстер" на базе Ярославского ГТУ.

По причине того, что университет не имеет больших производственных площадей и ограничен в своих ресурсах, было принято решение основывать производство на непоточном стационарном методе сборки с использованием универсального комплекса, в основе которого лежит стапель, что дало предлагаемому методу возможное название "мелкосерийное производство автомобилей стапельным методом". Это позволит сделать производство компактным, расположить его на небольших площадях и обеспечить полный цикл сборки на одном посту.

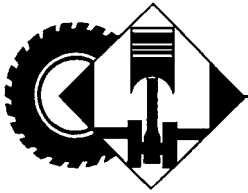
Такой метод будет предполагать создание гибридной конструкции по индивидуальному плану. По проекту в этом комплексе предусмотрены: стапель; передвижной консольный кран; кантователь.

Выбор обусловлен технологической необходимостью, а именно: необходимостью основы для сборочных и сварочных работ, требованиями по монтажу агрегатов и возможностью доступа ко всем элементам конструкции. Окончательный вид универсального сборочного комплекса представлен на рис. 4.

По результатам исследований предложена альтернативная концепция развития отечественного автомобилестроения, которая позволит сделать производство автомобилей более гибкой отраслью.

#### Литература

1. Динамика российского авторынка в апреле 2020 года [Электронный ресурс] — URL: <https://yandex.ru/turbo/s/autostat.ru/infographics/44049/> Дата обращения 27.05.2020.
2. Динамика российского рынка новых автомобилей по сегментам в апреле [Электронный ресурс] — URL: <https://yandex.ru/turbo/s/autostat.ru/infographics/44146/> Дата обращения 27.05.2020.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. — 8-е изд., перераб и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001. — 920 с.
4. Родстер "Крым" [Электронный ресурс] — URL: <https://www.drive2.ru/r/other/1655238/> Дата обращения 27.05.2020.



УДК 629.3

## ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Д-р техн. наук ТАРАСИК В.П.,  
канд. техн. наук ПУЗАНОВА О.В.

Белорусско-Российский университет (375.222.25-36-45)

*Приведены результаты исследований влияния характеристик управления включением фрикционов гидромеханической передачи на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и теплонапряжённость фрикционов. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Рассмотрены способы улучшения характеристик управления.*

*Ключевые слова:* гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, базовая коробка передач, дополнительная коробка, фрикцион, характеристики управления, удельная мощность и работа буксования фрикциона.

### Tarasik V.P., Puzanova O.V., IMPACT OF FRICTION CONTROL CHARACTERISTICS HYDROMECHANICAL TRANSMISSION FOR PERFORMANCE INDICATORS

*Results of studies of influence of control characteristics of switching on of hydromechanical transmission friction rods on dynamic loads in vehicle transmissions and heat load of friction rods are presented. Graphs of dependence of accepted criteria for evaluation of quality of transient processes on parameters of friction rods control are obtained. Methods of improving control characteristics are considered.*

*Keywords:* hydromechanical transmission, torque converter, transmission, basic transmission, additional transmission, friction, control characteristics, specific power and friction towing operation.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъёмностью 30, 45 и 60 тонн применяется семейство унифицированных гидромеханических передач, различающихся между собой энергоёмкостью гидротрансформатора и количеством ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах применяется шестиступенчатая коробка передач, а на машинах меньшей грузоподъёмности — пятиступенчатая.

Коробка передач выполнена по схеме с тремя степенями свободы и состоит из базовой коробки передач (БКП) и дополнительной коробки (ДК), выполняющей функции демультипликатора. Ступени в БКП и демультипликаторе переключаются посредством фрикционов. На каждой передаче коробки передач включено два фрикциона [1, 2]. Основное требование к

функционированию фрикционов заключается в обеспечении высоких показателей качества переходных процессов при переключении передач. А это зависит, в первую очередь, от характеристик управления фрикционами, осуществляемого мехатронной системой автоматического управления (МСАУ). Её контроллер на основе информации о режимах движения машины и управляющих воздействиях водителя формирует команды на управление всеми управляемыми механизмами и системами ГМП, в том числе и фрикционами при переключениях передач. МСАУ позволяет реализовать оптимальные характеристики управления.

Управление фрикционами производится посредством регулирования давления рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры, осуществляющие сжатие фрикционных дисков. Характеристика управления фрикционом представляет собой зависимость изменения давления во времени в процессе его включения. Эту характеристику формирует электрогидравлический пропорциональный клапан. При возникновении оптимальных условий на переключение передачи контроллер МСАУ формирует управляющий сигнал электрического тока, подаваемого на вход клапана, на выходе которого получается характеристика давления, реализуемая включаемым фрикционом [3]. Качество и эффективность переходных процессов в трансмиссии при переключении передач зависят от параметров характеристик управления фрикционами.

Цель исследования — сравнительная оценка влияния различных характеристик управления включением фрикционов гидромеханической передачи на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и теплонапряжённость фрикционов. Исследования проводились на основе математического моделирования переходных процессов в трансмиссии и тепловой нагрузки фрикционов на режиме трогания автомобиля с места. Объектом моделирования выбран карьерный самосвал БелАЗ грузоподъёмностью 60 т. Используются динамическая и математическая модели системы двигатель — гидротрансформатор — коробка передач — демультипликатор — главная передача — ведущие колёса — поступательно движущаяся масса автомобиля — дорога, приведённые в [2, 4]. Динамическая модель представлена на рис. 1.

Модель учитывает реальные параметры гидромеханической трансмиссии, в том числе фрикционных дисков механизмов переключения передач, включая характеристики изменения коэффициента трения в процессе буксования фрикциона. Используются характеристики двигателя и гидротрансформатора, их зависимости от изменяемого режима работы и нагрузки, а также влияние дорожных сопротивлений дви-

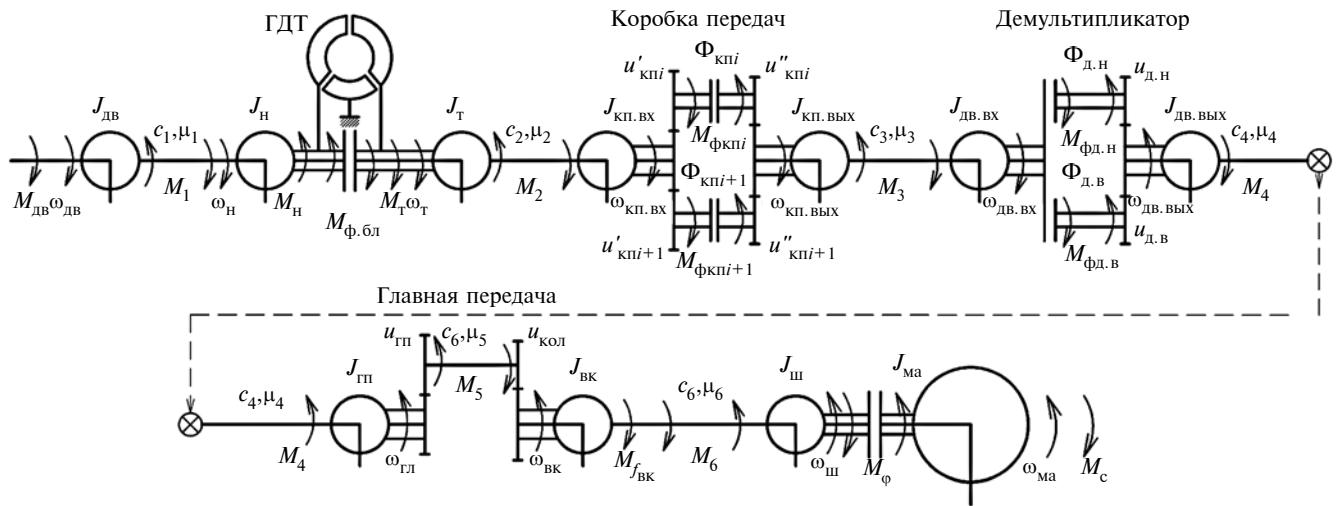


Рис. 1. Динамическая модель исследуемой системы

жению автомобиля и сцепления ведущих колёс с дорогой. Расшифровка обозначений параметров динамической модели приведена в [2, 4]. Исследованиям подвергался широкий диапазон изменения начальных условий моделируемого процесса.

На рис. 2 представлены основные виды характеристик управления фрикционом коробки передач — кусочно-линейная 1 и линейная 2.

Формула алгоритма вычисления кусочно-линейной характеристики управления фрикционом имеет вид

$$p_{г.ц} = \begin{cases} k_{p1}t & \text{при } t \leq t_{p1}; \\ p_{г.ц1} + k_{p2}(t - t_{p1}) & \text{при } t_{p1} < t \leq t_{p2}; \\ p_{г.ц2} + k_{p3}(t - t_{p2}) & \text{при } t_{p2} < t \leq t_{p3}; \\ p_{г.ц3} & \text{при } t > t_{p3}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $t_{p1}, t_{p2}, t_{p3}$  — координаты точек характеристики управления по оси времени  $t, c$ ;  $p_{г.ц1}, p_{г.ц2}, p_{г.ц3}$  — координаты точек по оси давления в гидроцилиндре фрикциона, МПа;  $k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}$  — скорость нарастания давления на соответствующих участках характеристики управления:  $k_{pi} = dp_{г.цi}/dt$ , МПа/с.

Линейная характеристика управления фрикционом вычисляется по формуле

$$p_{г.цl} = \begin{cases} k_{p1l}t & \text{при } t \leq t_{p1l}; \\ p_{г.цl} & \text{при } t > t_{p1l}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $t_{p1l}, p_{г.цl}$  — координаты точки ограничения линейной характеристики управления фрикционом (см. рис. 2).

Коэффициент трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона определялся по формуле [1]

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0)\exp(k_e r_3 |\omega_{ск}|), \quad (3)$$

где  $\mu_0, \mu_k$  — начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона;  $k_e$  — коэффициент экспоненты;  $r_3$  — радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности фрикционных дисков, м;  $\omega_{ск}$  —

относительная угловая скорость скольжения дисков, рад/с.

Для пары трения металлокерамика МК5 — сталь 65Г значения  $\mu_0, \mu_k$  находятся в пределах:  $\mu_0 = 0,05...0,06$ ;  $\mu_k = 0,10...0,12$ . При моделировании приняли  $\mu_0 = 0,06$ ,  $\mu_k = 0,10$ ,  $k_e = 0,225$ .

Момент трения фрикциона

$$M_{\phi} = \mu F_{сж} r_3 z, \quad (4)$$

где  $F_{сж}$  — усилие сжатия фрикционных дисков, Н;  $z$  — количество пар трения.

Значение  $F_{сж}$  находится по формуле

$$F_{сж} = p_{г.ц} A_{п} - F_{в.п}, \quad (5)$$

где  $A_{п}$  — площадь поверхности поршня, на которую действует давление  $p_{г.ц}$ , м<sup>2</sup>;  $F_{в.п}$  — усилие возвратных пружин поршня, Н.

Графики давления на рис. 2 представлены с учётом затрат на преодоление усилия  $F_{в.п}$ .

На исследуемом автомобиле используется двигатель QSK19-C750 максимальной мощностью  $P_{e\max} = 560$  кВт при частоте вращения  $n_p = 2100$  об/мин. Максимальная частота холостого хода двигателя  $n_{хх\max} = 2400$  об/мин.

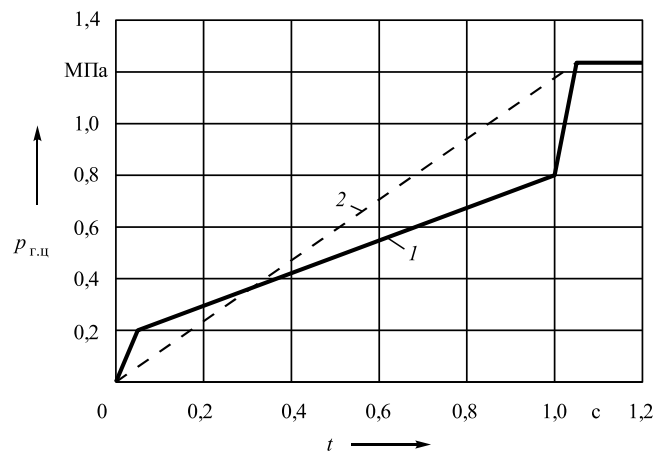


Рис. 2. Характеристики управления фрикционом

В составе ГМП использован гидротрансформатор ЛГ-470ПП.

На рис. 3 приведены графики характеристик двигателя: 1 — внешняя скоростная с учётом отбора мощности  $M_d$ ; регуляторные ветви  $M_{reg}$  — предельная 2 и промежуточная 3, а также нагрузочные характеристики двигателя, обусловленные моментом насосного колеса гидротрансформатора  $M_H$  при различных значениях его передаточных отношений  $i_{т.н} = n_t/n_H$ , где  $n_H$  и  $n_t$  — частоты вращения насосного колеса и турбины гидротрансформатора соответственно [1, 5].

Внешняя скоростная характеристика двигателя аппроксимирована полиномом пятого порядка

$$M_e(n_d) = M_p[b_0 + b_1(n_d/n_p) + b_2(n_d/n_p)^2 + b_3(n_d/n_p)^3 + b_4(n_d/n_p)^4 + b_5(n_d/n_p)^5], \quad (6)$$

где  $M_p$  — вращающий момент двигателя при максимальной мощности:  $M_p = 30P_{e\max}/(\pi n_p)$ , Н·м;  $n_d$  — частота вращения вала двигателя, об/мин;  $b_0, b_1, b_2, \dots, b_5$  — коэффициенты регрессии:  $b_0 = -30,37862$ ;  $b_1 = 233,5526$ ;  $b_2 = -621,6348$ ;  $b_3 = 823,4426$ ;  $b_4 = -541,4744$ ;  $b_5 = 140,8998$ .

Характеристики регуляторных ветвей двигателя определялись по формуле

$$M_{regi} = M_{opi} - (n_{regi} - n_{opi})k_{reg}, \quad (7)$$

где  $M_{regi}$  и  $n_{regi}$  — текущие значения вращающего момента двигателя и частоты вращения на  $i$ -й регуляторной ветви;  $n_{opi}$  и  $M_{opi}$  — координаты опорной точки  $i$ -й регуляторной ветви на линии ВСХ;  $k_{reg}$  — коэффициент наклона регуляторных ветвей, Н·м·мин/об.

Значение  $k_{reg}$  находится из выражения

$$k_{reg} = M_p/(n_{xx\max} - n_p). \quad (8)$$

Часть мощности двигателя затрачивается на привод вспомогательного оборудования и механизмов управления автомобилем. Для её учёта значения моментов, получаемых по формулам (6) и (7), необходимо умножить на коэффициент  $k_{и.м} = 1 - k_{о.м}$ , где  $k_{о.м}$  — коэффициент отбора мощности. У карьерных самосвалов БелАЗ значение  $k_{о.м}$  примерно равно 0,1.

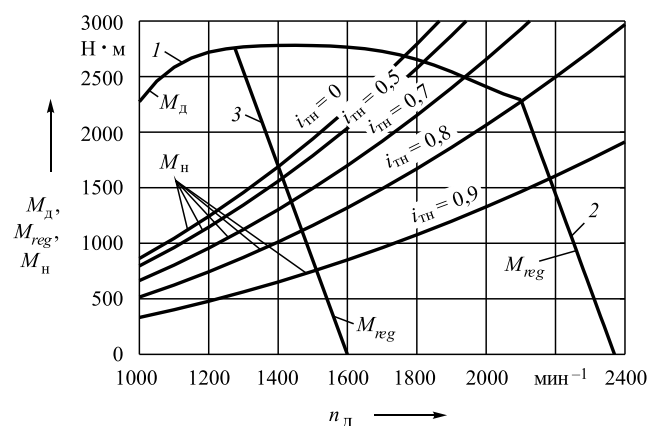


Рис. 3. Характеристики двигателя  $M_d$ ,  $M_{reg}$  и нагрузочные характеристики  $M_H$

При решении системы дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта необходимо задать начальные условия, т. е. значения фазовых координат системы в исходном состоянии. На режиме трогания автомобиля с места все сосредоточенные массы модели неподвижны, за исключением маховика двигателя, колёс гидротрансформатора и входного вала коробки передач (массы с моментами инерции  $J_{дв}$ ,  $J_H$ ,  $J_T$ ,  $J_{кп.вх}$  динамической модели на рис. 1). Следовательно, задаётся начальная частота вращения вала двигателя  $n_{д0}$  и соответствующая ей частота вращения турбины гидротрансформатора  $n_{т0}$ . Для возможности получения оценки результатов в широком диапазоне эксплуатационных условий работы автомобиля значение  $n_{д0}$  варьировалось в пределах 1200...2200 об/мин.

В качестве критериев качества переходных процессов использованы время буксования фрикциона ГМП  $t_б$ , максимальные значения моментов карданного вала  $M_{к\max}$  и полуоси ведущего моста  $M_{п\max}$ , удельная мощность  $P_ф$  и удельная работа  $W_ф$  буксования фрикциона. Удельная мощность буксования  $P_ф$ , Вт/м<sup>2</sup>, представляет собой функцию, вычисляемую по формуле

$$P_ф = M_ф|\omega_{ск}|/(zA_ф), \quad (9)$$

где  $A_ф$  — площадь поверхности пары трения фрикционных дисков, м<sup>2</sup>.

Удельная работа буксования  $W_ф$ , Дж/м<sup>2</sup>,

$$W_ф = \int_0^{t_б} P_ф dt. \quad (10)$$

Рассмотрим результаты моделирования переходных процессов в трансмиссии автомобиля, возникающих при трогании автомобиля с места, и проведём анализ влияния различных характеристик управления фрикционами гидромеханической передачи на показатели качества этих процессов. Вначале сравним результаты, получаемые при использовании характеристик управления, представленных на рис. 2.

На рис. 4, а приведены графики изменения во времени частот вращения вала двигателя  $n_d$ , турбины гидротрансформатора  $n_t$ , выходного вала коробки передач  $n_{к.п}$ , ведущих и ведомых дисков фрикциона  $n'_ф$  и  $n''_ф$ , соответствующие кусочно-линейной характеристике управления 1 (см. рис. 2), а на рис. 4, б, — линейной характеристике 2. Эти графики получены при начальной частоте вращения двигателя  $n_{д0} = 1600$  об/мин.

Существенной особенностью приведённых графиков являются значительные различия амплитуд колебаний частоты вращения выходного вала коробки передач  $n_{к.п}$  и связанных с ним ведомых дисков фрикциона  $n''_ф$ . Амплитуды колебаний  $n_{к.п}$  при управлении фрикционом кусочно-линейной характеристикой давления (рис. 4, а) в 5 раз больше, чем при управлении линейной характеристикой (рис. 4, б). Во столько же раз различаются и их угловые ускорения. Инерционные свойства выходной части коробки передач отображены в динамической модели сосредоточенной массой  $J_{кп.вых}$  (см. рис. 1). Большое ускорение этой массы

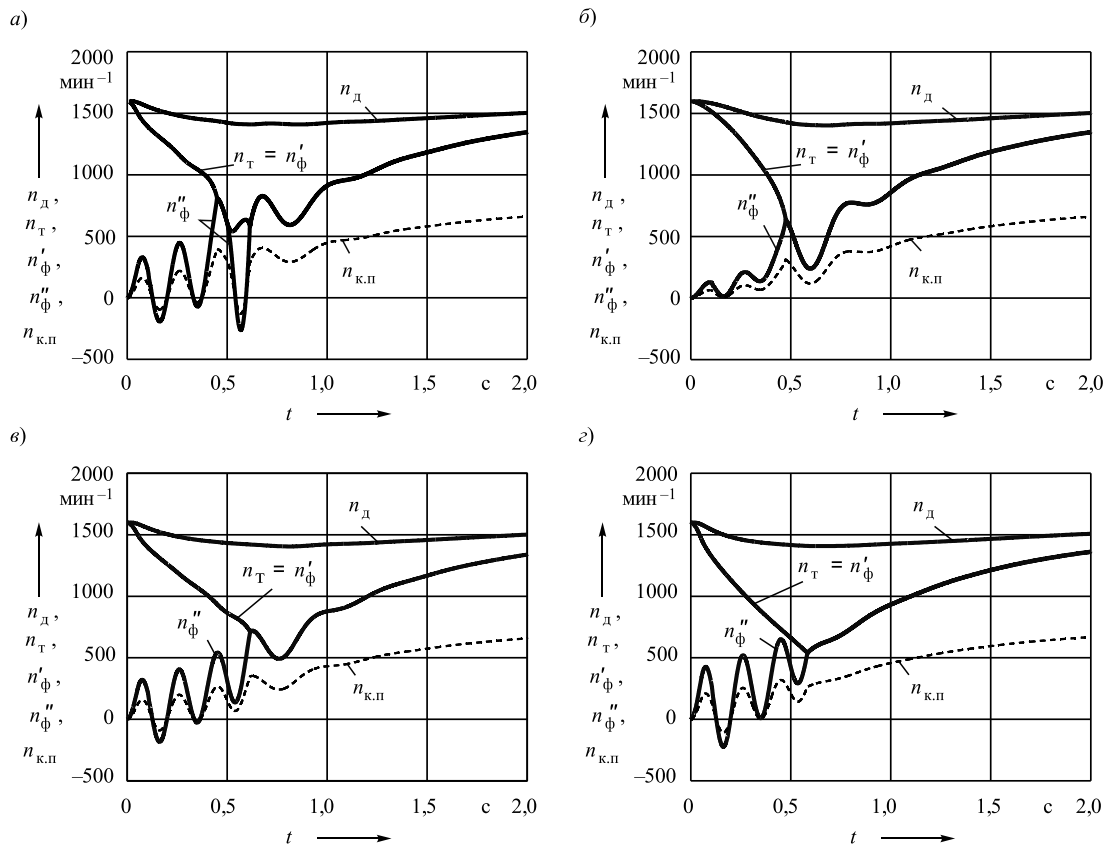


Рис. 4. Изменение во времени частот вращения двигателя  $n_{\text{д}}$  и валов трансмиссии  $n_{\text{м}}$  и  $n_{\text{к.п}}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (г)

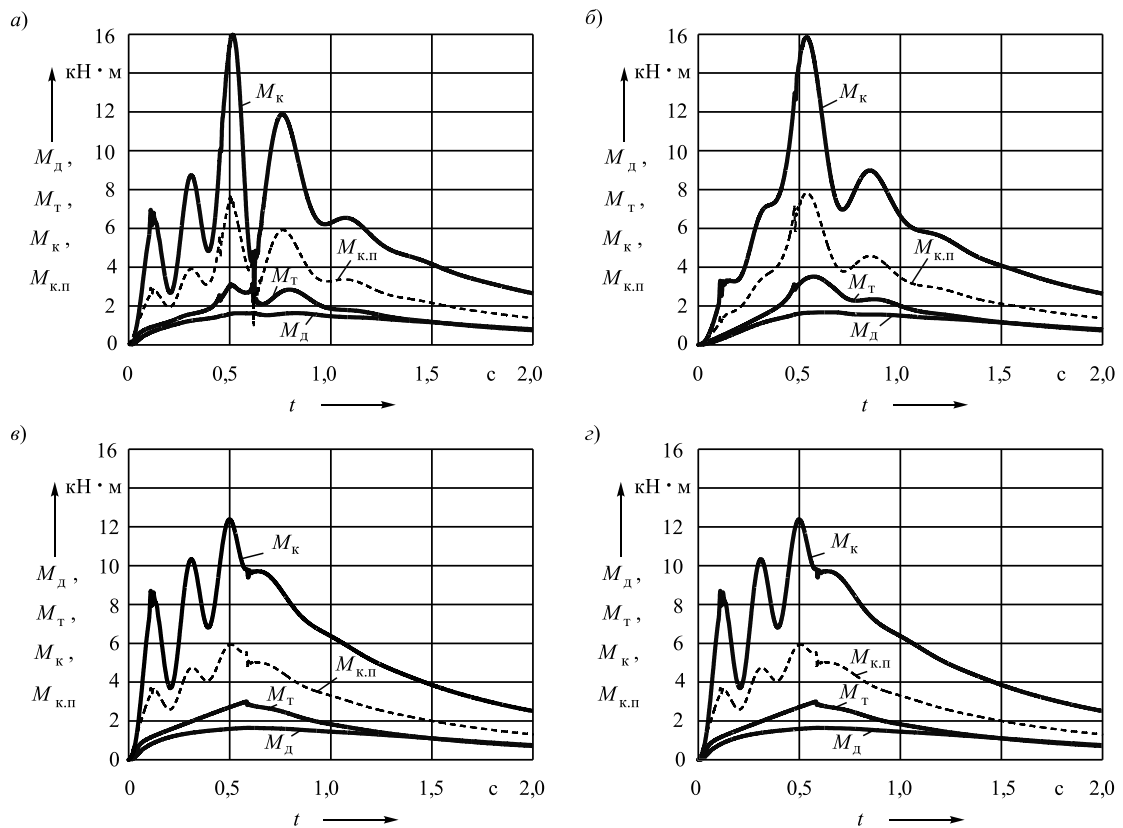


Рис. 5. Изменение во времени моментов двигателя  $M_{\text{д}}$  и на валах трансмиссии  $M_{\text{м}}$ ,  $M_{\text{к.п}}$  и  $M_{\text{к}}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (г)

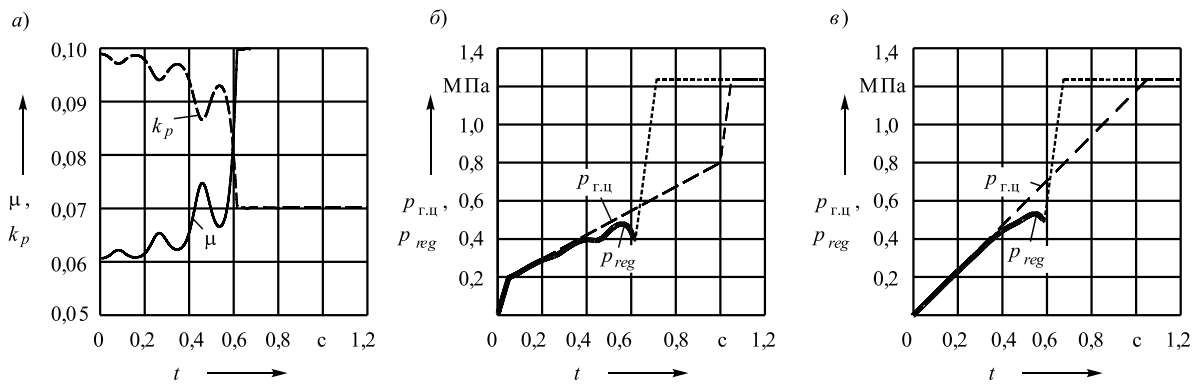


Рис. 6. Изменение в процессе буксования фрикциона коэффициента трения  $\mu$  и коэффициента снижения давления гидропривода  $k_p$  (а), давления регулятора  $p_{reg}$  при кусочно-линейной (б) и линейной (в) характеристиках управления фрикционом  $p_{г.п.}$

в момент замыкания фрикциона сопровождается пропорциональной величиной силы инерции, которая в совокупности с моментом упругости выходного вала коробки передач (коэффициент жёсткости вала  $c_3$ ) может превысить момент трения фрикциона  $M_\phi$ . В результате произойдёт срыв замкнутого накануне фрикциона, что приведёт к ещё большим амplitудам колебаний, высокой относительной скорости скольжения фрикционных дисков и к соответствующему увеличению момента на карданном валу  $M_k$  и удельной мощности буксования  $P_\phi$ . Такой именно эпизод отображён на рис. 4, а при управлении фрикционом кусочно-линейной характеристикой давления, а его последствия представлены на рис. 5, а и 7, а.

Выясним причину возможного возникновения большой амплитуды колебаний скорости вала коробки передач. Для этого рассмотрим графики моментов на валах трансмиссии при включении фрикциона. На рис. 5, а показаны графики изменения во времени моментов двигателя  $M_d$ , на валах турбины гидротрансформатора  $M_T$  и коробки передач  $M_{к.п.}$ , на карданном валу  $M_k$  (на выходе ГМП) при кусочно-линейной характеристике управления, а на рис. 5, б — с линейной характеристикой. В первом случае начальная амплитуда момента  $M_k$  в два раза выше, чем во втором. Это обусловлено первоначальным резким увеличением давления  $p_{г.п.}$  в характеристике 1 (см. рис. 2), что и приводит к возникновению высоких амплитуд колебаний моментов и скоростей сосредоточенных масс трансмиссии.

Другой причиной высоких динамических нагрузок трансмиссии (моментов  $M_k$ ,  $M_{к.п.}$ , на полуосях ведущего моста  $M_n$ ) является неблагоприятная особенность характеристики коэффициента трения фрикционной пары металлокерамика МК5—сталь 65Г, заключающаяся в значительном различии начального  $\mu_0$  и конечного  $\mu_k$  значений коэффициента трения. На рис. 6, а представлен график изменения коэффициента трения  $\mu$  в процессе буксования фрикциона.

Быстрое возрастание  $\mu$  в завершающей фазе буксования приводит к резкому увеличению момента трения  $M_\phi$  и повышению динамичности нагрузки трансмиссии (значительно увеличиваются деформации и моменты нагрузок карданных валов, полуосей, шес-

терён и других деталей трансмиссии). Поэтому наряду с выражением (3) рассмотрим вариант фрикциона с постоянным коэффициентом трения, а также с возможностью компенсации отрицательного воздействия возрастающего значения  $\mu$  посредством соответствующего снижения давления гидропривода фрикциона.

Один из способов положительного влияния на динамичность состоит в корректировке давления гидропривода управления фрикционом  $p_{г.п.}$  по мере снижения скорости скольжения дисков  $\omega_{ск}$ . Для этого можно использовать функцию, вычисляемую по формуле

$$k_p = 1 - k_{p0} \exp(k_{ep} |\omega_{ск}|), \quad (11)$$

где  $k_p$  — коэффициент снижения давления гидропривода управления фрикционом;  $k_{p0}$  — значение коэффициента  $k_p$  при  $\omega_{ск} = 0$ ;  $k_{ep}$  — коэффициент экспоненты.

Значение  $k_{p0}$  в первом приближении можно принять равным 0,3, а оптимальное значение  $k_{ep}$  необходимо подбирать для каждого фрикциона и вида его характеристики управления. На рис. 6, а приведен график функции  $k_p = f(\omega_{ск})$  при  $k_{p0} = 0,3$  и  $k_{ep} = 0,02$ . Поскольку  $\omega_{ск}$  является функцией времени, то и  $k_p = f(t)$ .

Механизм корректировки характеристики давления  $p_{г.п.} = f(t)$  посредством функции  $k_p = f(t)$  назовём регулятором давления управления фрикционом. Давление на выходе регулятора  $p_{reg}$  соответствует выражению

$$p_{reg} = p_{г.п.} k_p. \quad (12)$$

Функцию  $k_p = f(\omega_{ск})$  непосредственно может формировать контроллер МСАУ, поскольку он постоянно получает информацию об изменении угловых скоростей всех валов коробки передач. Графики функций  $p_{г.п.} = f(t)$  и  $p_{reg} = f(t)$  для кусочно-линейной характеристики управления представлены на рис. 6, б, а для линейной — на рис. 6, в.

Регулятор давления может оказать существенное влияние на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля. На рис. 5, в показаны графики изменения моментов при включении фрикциона с использованием кусочно-линейной характеристики давления  $p_{г.п.}$  и регулятора давления. Максимальный момент на карданном валу  $M_k$  в данном случае в 1,23 раза ниже, чем на рис. 5, а, и при этом отсутствует срыв фрикциона.



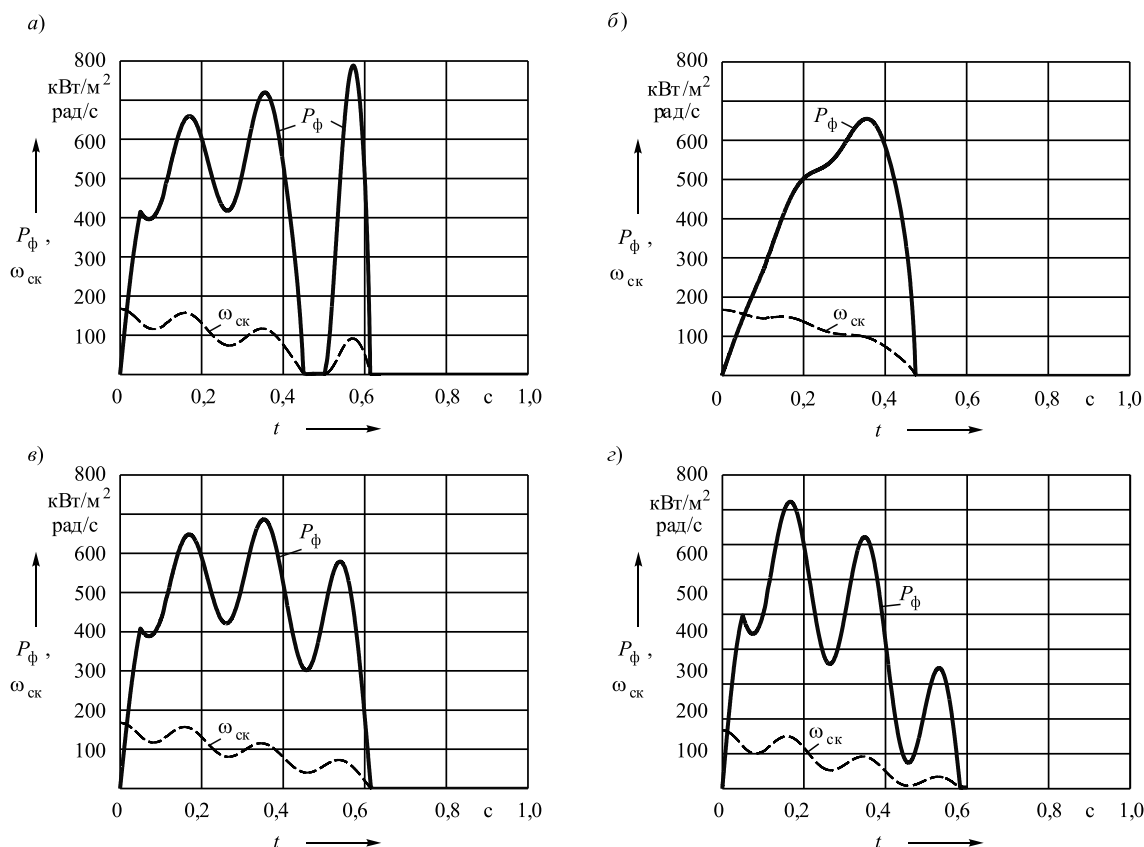


Рис. 7. Графики изменения во времени удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (з)

Для оценки влияния характеристики коэффициента трения фрикционных дисков на рис. 5, з приведены графики тех же моментов, полученные при  $\mu = 0,08 = \text{const}$ . Максимальное значение  $M_k$  оказалось в 1,28 раза меньше, чем на рис. 5, а. Фрикционные накладки, применяемые в ГМП тяжёлых грузовых автомобилей, изготавливают из металлокерамических материалов, которые, к сожалению, отличаются переменным коэффициентом трения, изменяемым в процессе буксования согласно выражению (3). В легковых автомобилях используют накладки, состоящие из бумажных композиций с примерно постоянным коэффициентом трения, обеспечивающие высокую плавность переключения передач.

Рассмотрим влияние способов управления фрикционом на теплонпряжённость фрикционных дисков. На рис. 7, а–б демонстрируются графики удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$ . При кусочно-линейной характеристике управления (рис. 7, а)  $P_{\phi}$  значительно выше, чем при линейной (рис. 7, б). Следовательно, будет выше и температура нагрева фрикционных дисков [5]. Срыв фрикциона (рис. 5, а) приводит к дополнительной бесполезной работе буксования (область А на рис. 7, а). Для предотвращения срыва необходимо сразу же после замыкания фрикциона повысить давление  $P_{г.ц}$  до номинального значения (на рис. 6, б и в — пунктирные линии). Эта процедура легко реализуется современными МСАУ.

Кусочно-линейная характеристика управления давлением  $P_{г.ц}$  приводит к возникновению нескольких экстремумов графика  $P_{\phi}$ , что обусловлено большими амплитудами колебаний относительной скорости скольжения фрикционных дисков  $\omega_{ск}$  (см. рис. 7, а, в и з). Регулятор давления позволяет снизить амплитуды колебания  $P_{\phi}$  и уменьшить её максимальное значение (рис. 7, б). При линейной характеристике  $P_{г.ц}$  колебания  $\omega_{ск}$  существенно меньше, в результате график  $P_{\phi}$  получается плавный одноэкстремальный (рис. 7, б), а значение  $P_{\phi}$  ниже. При постоянном коэффициенте трения  $\mu = 0,08$  максимум  $P_{\phi}$  возрастает (рис. 7, з).

Сравнивая между собой графики, представленные на рис. 4 и 7, можно отметить, что функции  $P_{\phi}$  и  $n_{к.п}$ , полученные при одних и тех же характеристиках управления фрикционом, взаимообусловлены: увеличение амплитуды колебаний  $n_{к.п}$  сопровождается увеличением  $P_{\phi}$ . Регулятор давления и линейная характеристика давления позволяют снизить амплитуды колебаний  $n_{к.п}$  и максимальные значения мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$ .

Характер протекания функции  $P_{\phi} = f(t)$  отражается на величине удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$ . На рис. 8, а показаны графики изменения  $W_{\phi}$  при использовании кусочно-линейной характеристики давления  $P_{г.ц}$  в трёх вариантах: 1 — при  $\mu = \text{var}$ , но без регулятора давления; 2 — при  $\mu = \text{var}$  в сочетании с регулятором давления; 3 — при постоянном коэф-

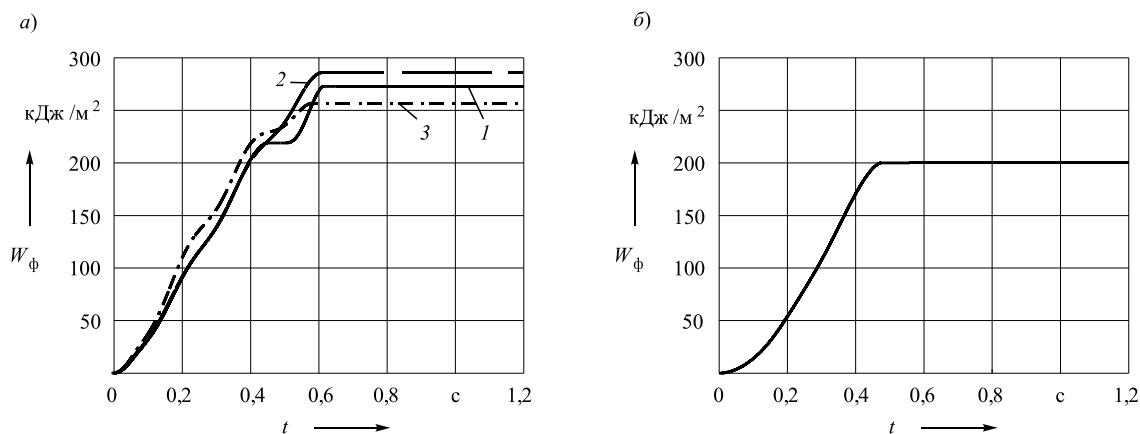


Рис. 8. Графики изменения во времени удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$  при кусочно-линейной характеристике управления (а): 1 — при  $\mu = \text{var}$  без регулятора давления; 2 — то же с регулятором; 3 — при  $\mu = \text{const}$  без регулятора; при линейной характеристике управления (б)

коэффициенте трения  $\mu = 0,08$  без регулятора давления. Регулятор давления увеличивает время буксования фрикциона, поэтому значение  $W_{\phi}$  возрастает, но при этом снижаются моменты нагрузки валов трансмиссии (см. рис. 5, в).

Линейная характеристика управления позволяет уменьшить значение  $W_{\phi}$  (рис. 8, б). Это обусловлено

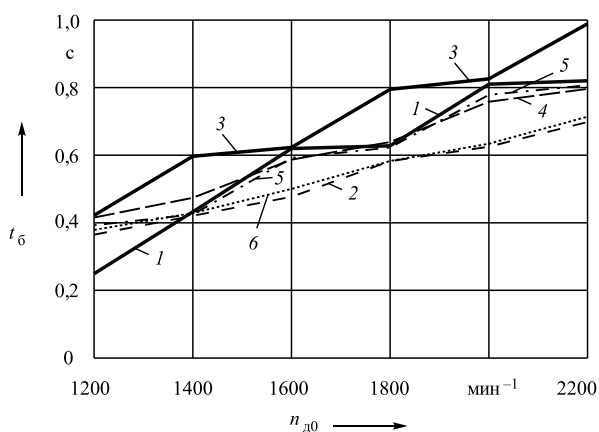


Рис. 9. Зависимость времени буксования фрикциона  $t_6$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{d0}$  при различных характеристиках управления

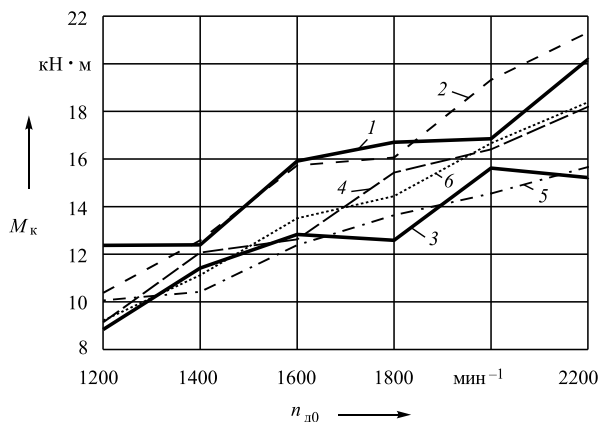


Рис. 10. Зависимость максимального момента на карданном валу  $M_k$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{d0}$  при различных характеристиках управления

более высокой интенсивностью нарастания давления  $p_{г.ц}$  во времени (см. рис. 2), что способствует снижению времени буксования фрикциона. Величина  $W_{\phi}$  оказывает непосредственное влияние на износ поверхностей трения фрикционных дисков [5].

В результате моделирования получены зависимости принятых критериев качества переходных процессов — времени буксования фрикциона  $t_6$ , максимального момента на карданном валу  $M_k$ , удельной мощности  $P_{\phi}$  и удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{d0}$  при трогании автомобиля с места. Графики этих зависимостей представлены на рис. 9—12. На графиках приняты следующие обозначения исследуемых характеристик управления фрикционом: 1 — кусочно-линейная; 2 — линейная; 3 — кусочно-линейная с регулятором давления; 4 — линейная с регулятором давления; 5 и 6 — соответственно кусочно-линейная и линейная при постоянном коэффициенте трения, принятым равным среднему значению, т. е. при  $\mu_{\text{ср}} = 0,08$ .

Из рис. 9 видно, что при  $n_{d0} = 1200$  об/мин значения  $t_6$  примерно одинаковы для всех исследованных характеристик управления фрикционом, но с повышением  $n_{d0}$  начинают существенно различаться. С кусочно-линейной характеристикой управления  $t_6$  выше в сравнении со всеми остальными, особенно при использовании регулятора давления, и быстро возрастает с увеличением  $n_{d0}$ , что может привести к критическому повышению показателей теплонапряженности фрикциона и резкому сокращению срока его службы. Для снижения  $t_6$  возникает необходимость повышения давления  $p_{г.ц}$ . Линейная характеристика давления 2 гораздо лучше адаптирована к изменению  $n_{d0}$ . Зависимость  $t_6 = f(n_{d0})$  в этом случае практически совпадает с характеристикой, получаемой при  $\mu_{\text{ср}} = \text{const}$ . Следует отметить, что в среднестатистических эксплуатационных условиях на режиме трогания автомобиля с места значение  $n_{d0}$  выбирают в пределах 1400—1800 об/мин.

На рис. 10 показаны графики момента на карданном валу  $M_k$ , получаемые при различных характеристиках управления давлением  $p_{г.ц}$ . Кусочно-линейная

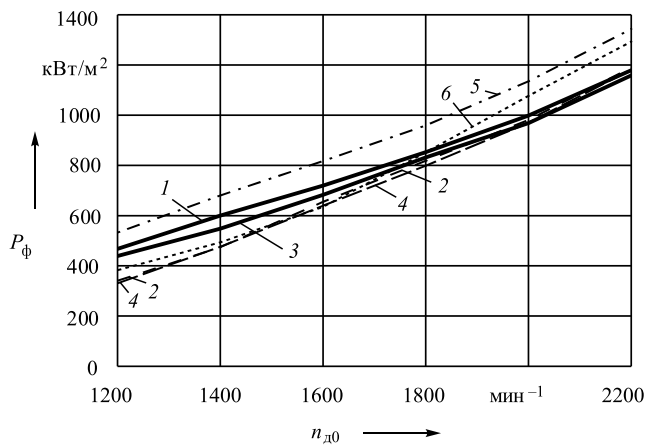


Рис. 11. Зависимость удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{d0}$  при различных характеристиках управления

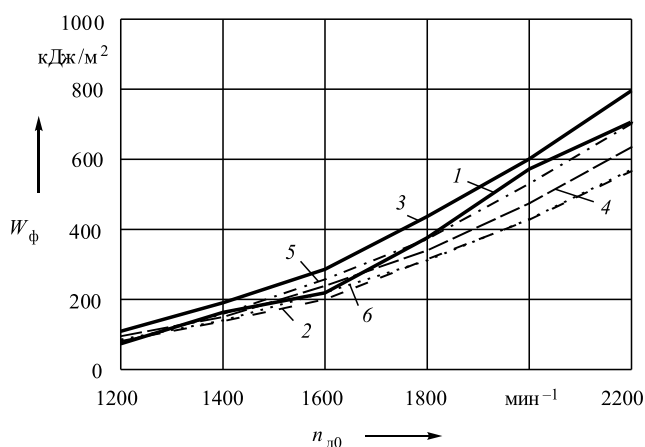


Рис. 12. Зависимость удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{d0}$  при различных характеристиках управления

характеристика  $p_{г.ц}$  и зависимость коэффициента трения  $\mu = f(\omega_{ск})$  приводят к высоким значениям  $M_k$  во всём диапазоне изменения  $n_{d0}$ , что подтверждает выводы, сделанные на основе графиков на рис. 5 и 6. Регулятор давления (график 3) позволяет снизить значение  $M_k$  на 25...35%. При этом получаются примерно такие же значения  $M_k$ , как и при  $\mu_{ср} = \text{const}$ . Это видно из сравнения графиков 3 и 5, а также графиков 4 и 6, соответствующих линейной характеристике  $p_{г.ц}$ .

Влияние характеристик управления давлением  $p_{г.ц}$  на удельную мощность буксования фрикциона  $P_{\phi}$  отображают графики, представленные на рис. 11. При переменном коэффициенте трения  $\mu$  наименьшие значения  $P_{\phi}$  получаются при линейной характеристике  $p_{г.ц}$ . Применение кусочно-линейной характеристики повышает  $P_{\phi}$ , а посредством регулятора давления значение  $P_{\phi}$  можно заметно снизить. Наибольшие значения  $P_{\phi}$  получаются с кусочно-линейной характеристикой  $p_{г.ц}$  при  $\mu_{ср} = \text{const}$ .

На рис. 12 представлены графики удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$ . Наименьшие значения  $W_{\phi}$  достигаются при линейной характеристике давления

$p_{г.ц}$ , а наибольшие — с кусочно-линейной в сочетании с регулятором давления. Регулятор давления, естественно, повышает  $W_{\phi}$ , поскольку возрастает время буксования фрикциона.

Таким образом, на основе математического моделирования выполнены исследования по определению влияния различных характеристик управления фрикционами гидромеханической передачи на критерии качества переходного процесса при трогании карьерного самовала с места. Рассмотрены кусочно-линейная и линейная характеристики управления давлением включения фрикциона при переменном коэффициенте трения в процессе буксования фрикциона.

Показано, что кусочно-линейная характеристика вследствие первоначального скачка давления вызывает возникновение больших амплитуд колебаний скорости и ускорения сосредоточенной массы выходного вала коробки передач, а следовательно, и её инерционного момента, который суммируется с моментом трения фрикциона и обуславливает формирование больших динамических нагрузок в трансмиссии. Этому процессу также способствует резкое возрастание коэффициента трения при снижении относительной скорости скольжения фрикционных дисков по мере приближения к моменту замыкания фрикциона.

При линейной характеристике давления амплитуды колебаний скорости, ускорения и инерционного момента существенно меньше, чем при кусочно-линейной, поэтому и динамические нагрузки меньше. Удельная мощность и работа буксования фрикциона при этом также оказываются ниже.

Снижение динамических нагрузок при переменном коэффициенте трения можно обеспечить путём корректировки давления характеристики управления в зависимости от снижения относительной скорости скольжения фрикционных дисков. В статье предложен один из возможных алгоритмов снижения давления, легко реализуемый штатной мехатронной системой автоматического управления ГМП. Удельная мощность буксования с таким регулятором снижается, а работа буксования несколько возрастает, так как увеличивается время буксования.

## Литература

1. Диагностика гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н.Н. Горбатенко, А.Н. Егоров, В.В. Регина и др. Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В.П. Тарасика. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. — 511 с.
2. Тарасик В.П. Переключение передач карьерного самовала с гидромеханической передачей / В.П. Тарасик, Ю.С. Романович // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 8. — С. 12—20.
3. Тарасик В.П. Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В.П. Тарасик, В.С. Савицкий // Грузовик. — 2016. — № 6. — С. 3—12.
4. Тарасик В.П. Влияние параметров алгоритма мехатронной системы управления переключением передач на эффективность автоматического управления гидромеханической трансмиссией. Часть 1 / В.П. Тарасик, Ю.С. Романович, Р.В. Плякин, О.В. Пузанова // Грузовик. — 2018. — № 12. — С. 11—15.
5. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В.П. Тарасик. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.

## СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ЧЕТЫРЬМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Д-р техн. наук **НАГАЙЦЕВ М.В.**;  
кандидаты техн. наук **НАГАЙЦЕВ М.М.**,  
**ХАРИТОНОВ С.А.**; **ИВАНОВ А.Г.**  
МГТУ имени Н.Э. Баумана, ООО "КАТЕ"

*Представлен метод синтеза кинематических схем планетарных коробок передач, обладающих четырьмя степенями свободы. Приведён пример кинематической схемы планетарной коробки передач, реализующей семь передач переднего хода и одну передачу заднего хода, и полученной с помощью предложенного метода.*

**Ключевые слова:** планетарная коробка передач, планетарный ряд, кинематическая схема, тормоз, блокировочная муфта.

**Nagaytsev M.V., Nagaytsev M.M., Kharitonov S.A., Ivanov A.G.**

### METHOD OF SYNTHESIS OF KINEMATIC SCHEMES OF PLANETARY TRANSMISSIONS WITH FOUR DEGREES OF FREEDOM

*In article the method of synthesis of kinematic schemes of the planetary transmissions possessing four degrees of freedom is presented. The example of the kinematic scheme of the planetary transmission realizing nine transfers of a forward course and one transfer of a backing is resulted.*

**Keywords:** planetary gearbox, planetary set, kinematic scheme, brake, blocking clutch.

Разработка любой планетарной коробки передач представляет собой сложный многоэтапный процесс, из которых одним из основных является синтез кинематической схемы будущей коробки передач. В зависимости от количества степеней свободы, которыми должна обладать ПКП, используются различные методы синтеза её кинематической схемы.

Как известно, планетарные коробки передач наиболее широко применяются в военных гусеничных машинах и для разработки автоматических коробок передач колёсных машин. На ранних стадиях их развития для управления использовались гидравлические системы. Это обстоятельство в значительной мере сдерживало развитие автоматических коробок с точки зрения увеличения числа передач. Поэтому до начала девяностых годов прошлого столетия на колёсных транспортных средствах в основном использовались коробки, реализующие три передачи переднего хода и одну передачу заднего хода. Кинематические схемы их не отличались большим разнообразием, поскольку все они строились, как правило, по одной из двух кинематических схем — Симпсона и Равинье.

Внедрение в систему управления электронных блоков открыло перед разработчиками автоматических коробок передач широкие возможности по увеличению количества передач переднего хода, чем они и не преминули воспользоваться. В настоящее время серийно выпускаются коробки, реализующие от семи до десяти передач переднего хода.

Анализ развития автоматических коробок показывает стремление разработчиков всеми способами снизить потери мощности в этих агрегатах. Одним из факторов, влияющих на величину потерь в коробке передач, является количество фрикционных элементов управления, находящихся в выключенном состоянии. Чем меньше таких элементов управления, тем меньше потерь, возникающих в них, и тем выше КПД коробки передач. Одним из путей по снижению этих потерь является переход на кинематические схемы, обладающие большим числом степеней свободы. В настоящее время для построения кинематических схем автоматических коробок передач используются схемы, обладающие четырьмя степенями свободы.

Как известно, для получения жёсткой кинематической связи в планетарной коробке передач, обладающей двумя степенями свободы, необходимо включить один элемент управления, в случае трёхступенной коробки передач для этого потребуется включение двух элементов управления [1, 2]. Если коробка передач обладает четырьмя степенями свободы, то необходимо включать три элемента управления. Таким образом, увеличение числа степеней свободы автоматически приводит к снижению потерь в выключенных элементах управления коробки передач. Так, при одинаковом числе фрикционных элементов управления у четырёхступенной планетарной коробки передач число элементов управления, находящихся в выключенном состоянии, будет меньше.

С этим обстоятельством и связано то, что практически все ведущие производители автоматических коробок передач, такие как ZF, AW, JATCO и др., перешли на кинематические схемы, обладающие четырьмя степенями свободы [3—8].

Для схем, обладающих двумя и тремя степенями свободы, в МГТУ имени Н.Э. Баумана ещё в пятидесятые годы прошлого столетия были разработаны и успешно используются методы синтеза их кинематических схем. В качестве основы этих методов были использованы свойства их планов угловых скоростей [1, 2]. Эти методы позволяют синтезировать планетарные коробки передач, реализующие от трёх до десяти ступеней.

В то же время для синтеза кинематических схем, обладающих четырьмя степенями свободы, на данный момент каких-либо методов нет, что обуславливает необходимость разработки такого метода.

Для коробок, обладающих четырьмя степенями свободы, план угловых скоростей представляет собой уже некоторое четырёхмерное пространство. И даже переход в трёхмерное пространство картера не позволяет визуально проводить анализ и синтез кинематических схем таких планетарных коробок. Поэтому в МГТУ имени Н.Э. Баумана совместно с ООО "КАТЕ" были разработаны алгоритм и программный комплекс, позволяющие синтезировать кинематические схемы планетарных коробок передач, обладающих четырьмя степенями свободы.

Следует отметить, что суть любого метода синтеза кинематической схемы с любым количеством степеней свободы сводится к определению всех возмож-

ных вариантов сочетания из  $n$  звеньев коробки по три  $k_{\text{пр}} = C_n^3$ , что необходимо для построения планетарных рядов, и сочетаний из полученных планетарных рядов по тому количеству, которое должно войти в состав кинематической схемы планетарной коробки передач  $C_{k_{\text{пр}}}^m$ , где  $m$  — число планетарных рядов, которые должны в неё войти.

Использование тех или иных допущений и методов отбраковки планетарных рядов и их сочетаний позволяет в результате получить определённое количество приемлемых для дальнейшего проектирования кинематических схем.

Рассмотрим метод синтеза кинематических схем четырёхступенных коробок на примере синтеза семиступенчатой.

Исходные данные для синтеза кинематической схемы планетарной коробки передач с четырьмя степенями свободы, реализующей девять передач переднего хода и одну передачу заднего хода, представлены в табл. 1, 2 (1 — передаточные отношения, 2 — принятые допущения и ограничения).

При синтезе кинематических схем в программный комплекс было введено условие использования планетарных рядов только второго класса с одновенцовыми сателлитами, поскольку эти механизмы являются наиболее простыми и обладают высоким коэффициентом полезного действия. Как известно, для таких планетарных рядов существует ограничение на величину их конструктивного параметра  $1,5 < k < 4,0$ .

Практика синтеза кинематических схем с четырьмя степенями свободы показывает, что для реализации планетарной коробки передач с семью передачами переднего хода и одной передачей заднего хода достаточно использовать в её составе три планетарных ряда, три блокировочные муфты и три тормоза, которыми

Таблица 1

Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	ЗХ
Передаточное отношение	4,83	2,54	1,75	1,25	1,00	0,85	0,72	-4,50

Таблица 2

Число планетарных механизмов	3
Число звеньев, оборудованных тормозом	3
Число блокировочных муфт	3
Минимальное значение КПД на передачах	0,92
Максимальное значение относительной угловой скорости сателлитов	3,0
Минимальное значение конструктивного параметра планетарных рядов	1,5
Максимальное значение конструктивного параметра планетарных рядов	4,00

Сочетание			Сочетание			Сочетание		
1	2	3	1	5	6	2	6	7
1	2	4	1	5	7	3	4	5
1	2	5	1	6	7	3	4	6
1	2	6	2	3	4	3	4	7
1	2	7	2	3	5	3	5	6
1	3	4	2	3	6	3	5	7
1	3	5	2	3	7	3	6	7
1	3	6	2	4	5	4	5	6
1	3	7	2	4	6	4	5	7
1	4	5	2	4	7	4	6	7
1	4	6	2	5	6	5	6	7
1	4	7	2	5	7			

могут быть оборудованы любые три звена, кроме ведущего и ведомого.

Три блокировочные муфты позволяют получать при их одновременном включении прямую передачу. При этом потери мощности в зубчатых зацеплениях будут равны нулю, поскольку все звенья коробки передач будут вращаться с угловой скоростью, равной угловой скорости ведущего звена.

Для получения кинематической схемы, обладающей высокими кинематическими и силовыми характеристиками, при её синтезе введены ряд допущений и ограничений, которые приведены в табл. 2.

Поскольку синтезируемая кинематическая схема планетарной коробки передач обладает четырьмя степенями свободы, и, как было сказано выше, должна состоять из трёх планетарных рядов, то в её состав, в соответствии с формулой Чебышева [1, 2], должно входить семь звеньев

$$n_{\text{зв}} = K_{\text{мех}} + W = 3 + 4 = 7,$$

где  $n_{\text{зв}}$  — число звеньев, которые должны войти в состав кинематической схемы;  $K_{\text{мех}}$  — число планетарных рядов, входящих в состав кинематической схемы;  $W$  — число степеней свободы.

Из семи звеньев возможно получить 35 вариантов сочетаний по три звена (табл. 3). В табл. 3 индекс 1 присвоен ведущему звену коробки передач, а индекс 7 — ведомому звену.

Из каждого сочетания трёх звеньев, как известно, можно составить три адекватных по своим кинематическим свойствам планетарных рядов, принимая для этого в качестве водила по очереди каждое из трёх звеньев. При этом два из трёх планетарных рядов будут относиться к планетарным рядам первого класса и один — ко второму классу [1, 2]. Таким образом, число планетарных рядов, которые можно получить из семи звеньев, равно 105, но если учитывать условие об использовании в составе кинематической схемы только планетарных рядов второго класса, то число планетарных рядов, которые можно составить из семи звеньев, останется равным числу сочетаний, т.е. 35.

№	Планетарные ряды	Внутреннее передаточное отношение планетарного ряда	Звенья, соединяемые блокировочными муфтами	№ звена, оборудованного тормозом
1	132	-2,28	1-6 (M8)	4
2	425	-2,55	3-5 (M15)	5
3	567	-2,55	3-6 (M16)	6

Поскольку для построения кинематической схемы необходимы три планетарных ряда, то число возможных вариантов сочетания из тридцати пяти планетарных рядов по три  $K_{\text{соч пр}} = C_{35}^3 = 6545$ .

Далее для каждого сочетания планетарных рядов необходимо рассмотреть все возможные варианты оборудования звеньев тормозами. Если иметь в виду, что ведущее звено 1 и ведомое звено 7 тормозами не оборудуются, и в кинематической схеме только три звена должны иметь тормозные устройства, то число таких вариантов определится как число сочетаний из пяти звеньев по три:  $K_{\text{соч тор}} = C_5^3 = 10$ .

И наконец, для каждого сочетания планетарных рядов и звеньев, оборудованных тормозами, следует рассмотреть все возможные варианты установки блокировочных муфт. Число таких вариантов определится числом сочетаний из семи звеньев по два:  $K_{\text{БМ}} = C_7^2 = 21$ .

Примем в качестве допущения, что между ведущим и ведомыми звеньями блокировочная муфта не уста-

навливается, то останется только 20 вариантов установки блокировочных муфт.

Как отмечалось выше, желательно, чтобы в составе коробки передач было, как минимум, три блокировочных муфты. Это обстоятельство приводит к необходимости рассмотреть все варианты сочетания двадцати возможных муфт по три:  $K_{\text{соч БМ}} = C_{20}^3 = 1140$ .

В результате имеем 1140 вариантов установки трёх блокировочных муфт.

В итоге можно констатировать тот факт, что в общем случае количество рассматриваемых вариантов

$$K_{\text{вар}} = K_{\text{соч пр}} \cdot K_{\text{соч тор}} \cdot K_{\text{соч БМ}} = 6545 \cdot 10 \cdot 1140 = 74\,613\,000.$$

Теперь для каждого из определённых вариантов  $K_{\text{вар}}$  необходимо рассмотреть все возможные расстановки рабочих точек по передачам. Число рабочих точек определяется в рассматриваемом случае, как число сочетаний из числа элементов управления по три:  $K_{\text{РТ}} = C_6^3 = 20$ .

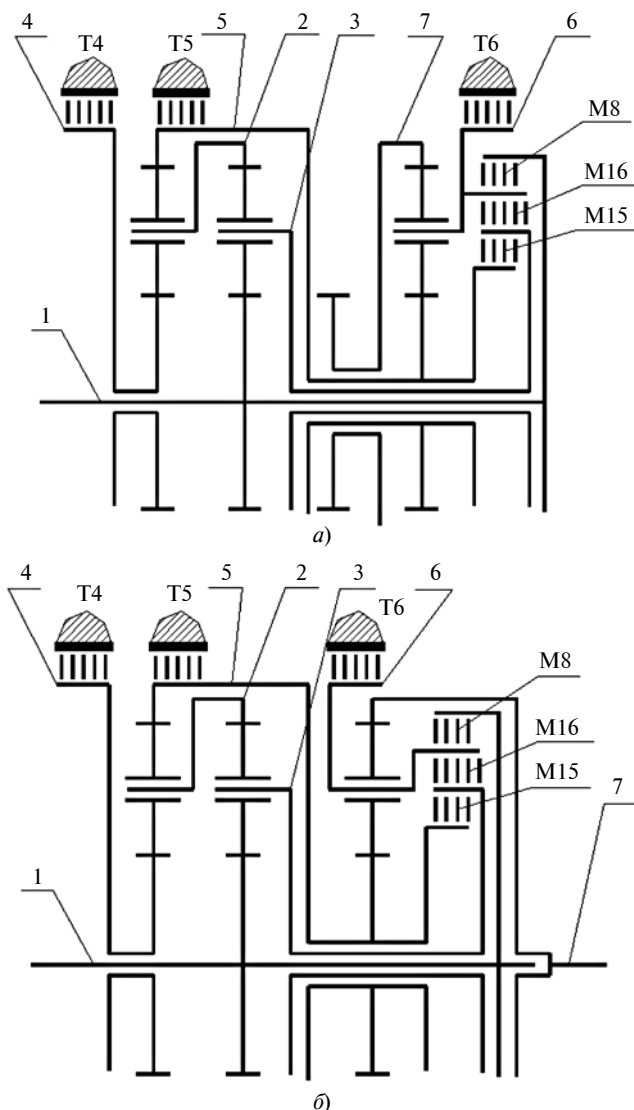
Другими словами, в коробке передач, имеющей шесть элементов управления, можно получить в общем случае 20 передач. Число расстановок рабочих точек по передачам определяется числом перестановок из 20 элементов:

$$K_{\text{раст}} = P_{20} = 20! = 2\,432\,902\,008\,176\,640\,000.$$

Таким образом, для синтеза кинематической схемы с заданными техническим заданием характеристиками необходимо рассмотреть  $K_{\text{вар}}$  кинематических схем и для каждого из этих вариантов необходимо исследовать ещё  $K_{\text{раст}}$  расстановок рабочих точек по передачам.

Однако следует сразу оговориться и отметить, что, как известно, не все варианты кинематических схем ( $K_{\text{вар}}$ ) физически реализуемы. В процессе работы над программным комплексом синтеза кинематических схем четырёхступенных планетарных коробок передач был выработан ряд критериев, позволяющих на самом первом этапе формирования числа сочетаний кинематических схем определять возможность физической реализации каждого варианта сочетания планетарных рядов и элементов управления.

Дальнейшее решение задачи осуществляется с использованием метода прогноза и коррекции. На первом этапе задаются ориентировочные значения внутренних передаточных отношений всех планетарных рядов. Определяются передаточные отношения коробки передач на всех двадцати рабочих точках. При этом определяются число инвариантных режимов работы коробки передач и число режимов, позволяющих



Кинематическая схема семискоростной ПКП, обладающей четырьмя степенями свободы:

а — несоосный вариант; б — соосный вариант

Номер передачи	I	II	III	IV	VI	VII	VIII	3X
Включаемые ЭУ	T4; T6; M16	T4; T5; M16	T4; M15; M16	T4; M8; M16	M8; M15; M16	T4; M8; M15	T4; T5; M8	T4; T6; M15
$i_{0x}$	4,15	2,35	1,64	1,18	1,0	0,87	0,72	-4,16
Коэффициент геометрической прогрессии $q$	—	1,77	1,43	1,39	1,18	1,15	1,21	—
КПД зубчатых зацеплений	0,933	0,971	0,980	0,989	1	0,992	0,991	0,951

формировать передаточные отношения коробки передач. Если количество последних больше или равно количеству передач, заданных в техническом задании, то такой вариант оставляется для дальнейшего рассмотрения. В противном случае вариант исключается из рассмотрения.

Далее, для оставшихся вариантов осуществляется оптимизация значений внутренних передаточных отношений планетарных рядов с целью получения передаточных отношений коробки передач, соответствующих заданным в техническом задании значениям.

На следующих этапах осуществляются проверка на то, чтобы все звенья входили в состав планетарного механизма, и проверка на неразрывность потока мощности при переключении передач.

В результате было получено большое количество вариантов построения кинематической схемы семиступенчатой коробки передач, из которых только шесть, полностью отвечали техническому заданию. На рисунке показана кинематическая схема, построенная для одного из шести полученных вариантов. Сочетания планетарных рядов, их внутренние передаточные отношения, звенья оборудованные тормозами, а также сочетание блокировочных муфт представлены в табл. 4. В табл. 5 — характеристики приведённых на рисунке кинематических схем, включающих передаточные отношения, элементы управления, включаемые на передачах, КПД зубчатых зацеплений и др.

Разработанный метод позволяет синтезировать кинематические схемы, обладающие как четырьмя степенями свободы, так и тремя степенями свободы с любым количеством планетарных рядов и элементов управления.

#### Литература

1. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение. 1986. — 273 с.
2. Кристи М.К., Красеньков В.И. Новые механизмы трансмиссий. М.: Машиностроение. 1967. — 216 с.
3. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak. Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application. Second Edition. Springer: Heidelberg, Dordrecht, London, New York. 2011. 715 p.
4. ZF. The new 8-speed-automatic transmission. [Электронный документ] ([http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/8hp\\_automatic\\_transmissions/8hp\\_automatic\\_transmission.html](http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/8hp_automatic_transmissions/8hp_automatic_transmission.html)). Проверено 24.01.2020.
5. ZF. The World's first 9-Speed Automatic. Passenger Car Transmission. [Электронный документ] ([http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/9hp\\_automatic\\_transmission/9hp\\_automatic\\_transmission.html](http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/9hp_automatic_transmission/9hp_automatic_transmission.html)). Проверено 24.01.2020.
6. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak. Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application. Second Edition. Springer: Heidelberg, Dordrecht, London, New York. 2011. — 715 p.
7. JATCO. 7-speed AT for medium and large RWD vehicles JR710E/JR711E. [Электронный документ] (<http://www.jatco.co.jp/ENGLISH/products/stepat/jr710e.html>). Проверено 24.01.2020.
8. Aisin AW CO. Major product information: Automatic Transmission. [Электронный документ] (<http://www.aisin-aw.co.jp/en/products/drivetrain/at/index.html>). Проверено 24.01.2020.

УДК 629.3.027.3

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЕЗДА АВТОМОБИЛЕМ ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ

Канд. техн. наук **ЧЕРЕПАНОВ Л.А., ГОРДЕЕВ Д.А.**

Тольяттинский государственный университет, ООО СААЗ Комплект

*Теоретически исследуется влияние видов единичных неровностей и конструкций буферов отбоя на максимальные усилия, передаваемые на кузов автомобиля, при его проезде по единичной неровности с различными скоростями.*

**Ключевые слова:** буфер отбоя, гидравлический буфер, мягкий буфер, пробой, ограничитель хода подвески, единичная неровность.

**Cherepanov L.A., Gordeev D.A.**

### THEORETICAL STUDY OF DRIVING A CAR ON A SINGLE IRREGULARITY

*Theoretically, the influence of the types of individual irregularities and designs of rebound buffers on the maximum forces transmitted to the car body when it passes over a single irregularity at different speeds is studied.*

**Keywords:** rebound buffer, hydraulic buffer, soft buffer, sample, deflection limiter of the suspension, a single irregularity.

Подвеска — это один из основных элементов автомобиля, во многом определяющих его "философию", поэтому её настройке уделяется большое внимание. Крайне важно ещё до начала настройки выбрать характеристики элементов подвески уже близкими к оптимальным, для чего необходимо владеть расчётными методами исследования, позволяющими сделать удачный выбор на ранних стадиях проектирования.

Во время эксплуатации автомобиль преодолевает множество различных единичных неровностей, и очень часто при этом возникает неприятный удар в подвеске, который

Таблица 1

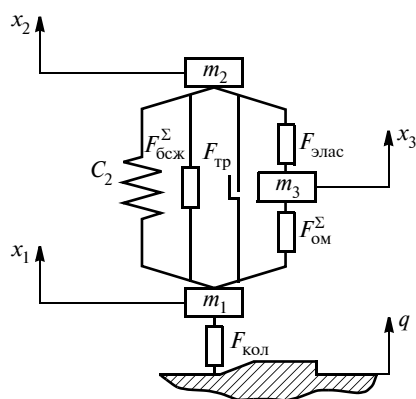


Рис. 1. Трёхмассовая динамическая модель автомобиля

вызывает у потребителя дискомфорт, беспокойство или даже неудовлетворённость автомобилем. Для минимизации таких ударов в подвесках используются буферы сжатия и отбоя с соответствующими характеристиками.

Цель данного исследования — выявить наиболее показательный профиль единичной неровности, наиболее критичный режим движения автомобиля, а также оценить эффективность работы различных конструкций буферов отбоя, используемых в современных амортизаторах. Для исследования была выбрана трёхмассовая модель (рис. 1), описываемая уравнениями:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -F_{\text{кол}} + (x_2 - x_1) C_2 - \\ - F_{\text{б.сж}}^\Sigma + F_{\text{тр}} + F_{\text{ам}}^\Sigma; \\ m_2 \ddot{x}_2 = -(x_2 - x_1) C_2 + F_{\text{б.сж}}^\Sigma - \\ - F_{\text{тр}} - F_{\text{элас}}; \\ m_3 \ddot{x}_3 = -F_{\text{ам}}^\Sigma + F_{\text{элас}}. \end{cases}$$

Для численного решения дифференциальных уравнений, описывающих модель, был применён одношаговый метод Рунге—Кутты четвёртого порядка точности. Решение системы и проведение обработки полученных результатов произведены при помощи программного продукта *Excel 2007* и *VBA*.

При исследовании проезда автомобилем единичной неровности в качестве оценок используются максимальное усилие, передаваемое на кузов автомобиля через верхнюю опору. Методика исследования заключается в определении зависи-

Варьируемый параметр		Диапазон изменения
Тип ограничителя хода отбоя	Гидравлическая характеристика комбинированного буфера	От 25 до 200 % от базовой характеристики
	Количество рабочих элементов мягкого буфера	От 1 до 5 штук
Скорость проезда		От 10 до 30 км/ч (скорость ограничена 30 км/ч, т.к. движение с более высокими скоростями по некоторым типам неровностей небезопасно)
Разновидность единичной неровности		"Лежачий полицейский", первый тип
		"Лежачий полицейский", второй тип
		Трапеция
		Перепад уровня продольного профиля дороги

Таблица 2

Разновидность единичной неровности	Параметры единичной неровности		
Лежачий полицейский первого типа	$h = 70$ мм	$l = 3000$ мм	
Лежачий полицейский второго типа	$h = 60$ мм	$l = 500$ мм	
Трапеция	$h = 100$ мм	$l = 400$ мм	$\alpha = 90^\circ$
Перепад уровня продольного профиля дороги	$h = 100$ мм		

Таблица 3

Скорость, м/с	0,05	0,08	0,1	0,2	0,3	0,63	1,2	2	3	4	6	
Усилие, Н	Отбой	245	340	465	635	730	995	1514	2235	3135	4035	5835
	Сжатие	155	170	190	245	300	470	790	1240	1800	2360	3480

Таблица 4

$\Delta$ , мм	0	6	9	12	15	21	27	33	39	45	51	57	62
Упр. состав., Н	0	62	96	135	177	249	316	413	569	844	1394	2811	6253
Сухое трение, Н	0	48	66	79	91	107	124	156	195	255	383	609	609

Таблица 5

Параметр автомобиля	Значение
Информация о массах	
Неподдрессоренная масса $m_1$ , кг	43
Поддрессоренная масса $m_2$ , кг	350
Масса штока амортизатора в сборе $m_3$ , кг	0,9
Данные о колесе	
Жёсткость колеса $C_1$ , Н/м	21 0000
Коэффициент демпфирования колёс $K_1$ , Н/(м/с)	50
Данные о подвеске автомобиля	
Жёсткость пружины $C_2$ , Н/м	27 600
Передаточное число $i$ , град.	1,02
Общий ход подвески $h$ , м	0,169
Трение в подвеске $F_{\text{тр}}$ , Н	154
Ход подвески от статического положения до начала срабатывания буферов	
сжатия $L_{\text{буф.сж}}$ , м	0,02
отбоя $L_{\text{буф.от}}$ , м	0,0325



мости оценочного показателя от варьируемых величин.

Варьируемыми величинами являются типы буферов хода отдачи, их характеристики, скорость движения автомобиля и типы единичных неровностей. Диапазон изменения варьируемых величин представлен в табл. 1 и 2 (согласно ГОСТ Р 52605—2006), постоянные параметры, используемые для расчёта, — в табл. 3—8 (соответственно: скоростная характеристика амортизаторов, характеристики буфера сжатия, параметры автомобиля, характеристики верхней опоры, комбинированного буфера и одиночного мягкого буфера).

В результате решения дифференциальных уравнений получен массив данных, представляющих временные истории изменения координат, скоростей, ускорений, а также сил, передающихся на кузов автомобиля. Из полученного массива данных выделена зависимость максимальных усилий, передающихся на кузов автомобиля от варьируемых величин, а именно: типа буфера хода отдачи, его характеристики, скорости движения автомобиля и типа единичной неровности.

По результатам моделирования сформированы табл. 9—10 и построены графики (рис. 2—5). Полученные зависимости показали, что проезд неровностей типа "лежачий полицейский" как первого, так и второго типа не является показательным с точки зрения качества работы буферов, т.к. характеристики буфера практически не влияют на усилие, передаваемое на кузов автомобиля. Влияние типа буфера начинается сказываться только на скорости 30 км/ч при проезде "лежачего полицейского" первого типа.

Максимальные усилия при проезде единичной неровности приведены в табл. 11. Основываясь на данных, представленных в этой таблице, можно однозначно сказать, что проезд через единичную неровность типа "трапеция" является наиболее жёстким и показательным с точки зрения оценки работы ограничителей хода подвески. Поэтому все дальнейшие результаты исследования анализировались исходя из моделирования проезда через единичную неровность типа "трапеция".

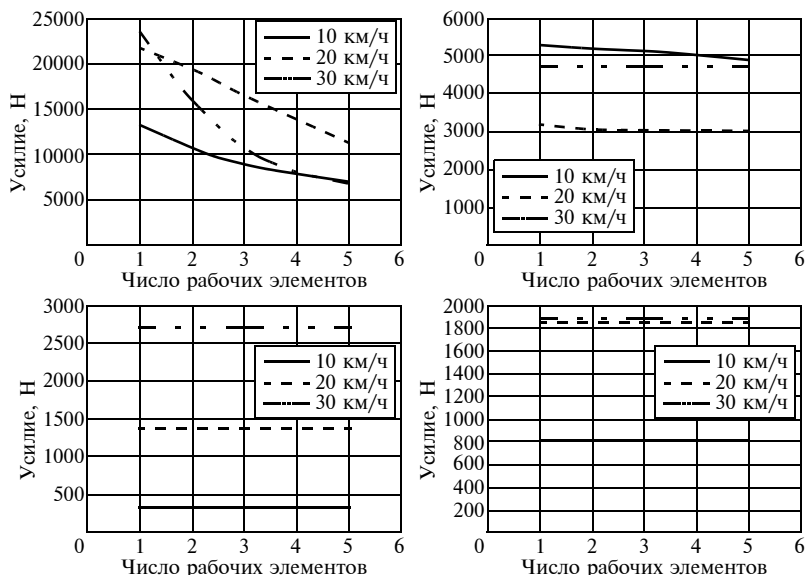


Рис. 2. Результаты моделирования. Мягкий буфер. Верх — единичная неровность трапеция, низ — "лежачий полицейский", первый тип. Слева — ход отбоя. Справа — ход сжатия

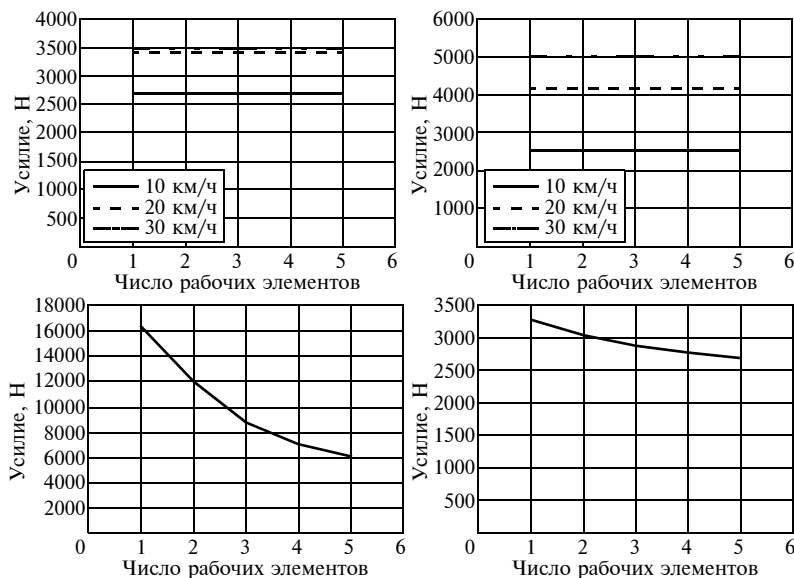


Рис. 3. Результаты моделирования. Мягкий буфер. Верх — "лежачий полицейский", второй тип, низ — перепад уровня продольного профиля дороги. Слева — ход отбоя. Справа — ход сжатия

Таблица 6

$\Delta$ , м	Упругая составляющая, Н	Сухое трение, Н	$\Delta$ , м	Упругая составляющая узла трения, Н
0,0084	10 650	930	0,0022	390
0,0063	4260	790	0,0018	310
0,0056	3250	570	0,0016	260
0,0042	2040	390	0,0012	220
0,0035	1700	350	0,0010	200
0,0021	1140	300	0,0006	180
0,0014	780	270	0,0004	140
0,0007	410	240	0,0002	80
0,0000	0	210	0,0000	0
-0,0007	-420	220	-0,0001	-50
-0,0014	-900	210	-0,0002	-110
-0,0021	-1420	230	-0,0003	-190
-0,0035	-2550	280	-0,0005	-400
-0,0049	-4480	610	-0,0007	-590
-0,0060	-9600	750	-0,0009	-880

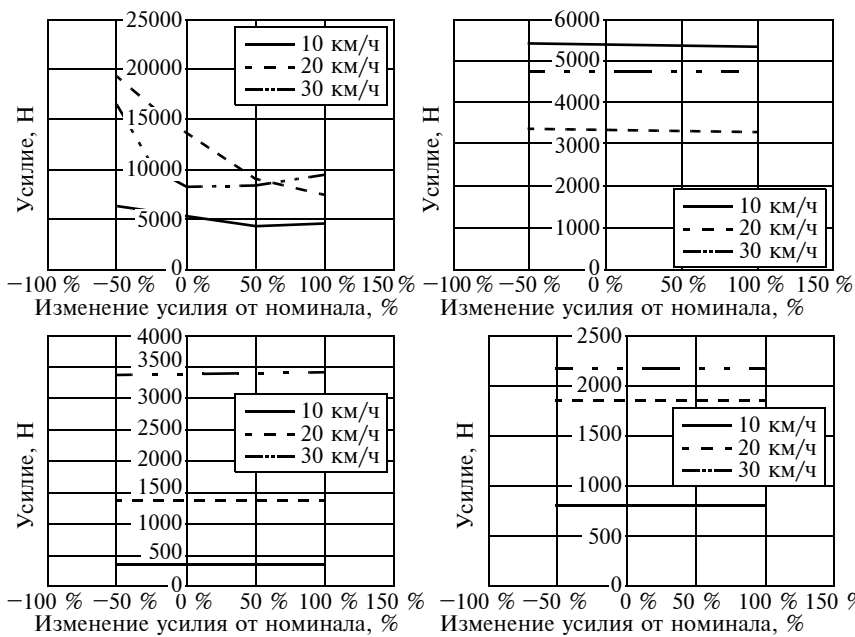


Рис. 4. Результаты моделирования. Комбинированный буфер. Верх — единичная неровность трапеция, низ — "лежащий полицейский", первый тип. Слева — ход отбоя. Справа — ход сжатия

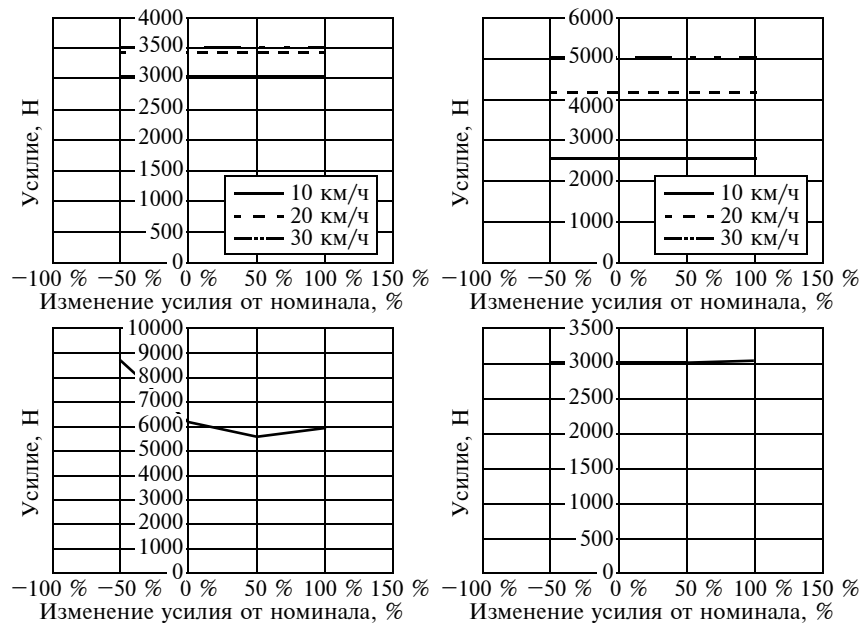


Рис. 5. Результаты моделирования. Комбинированный буфер. Верх — "лежащий полицейский", второй тип, низ — перепад уровня продольного профиля дороги. Слева — ход отбоя. Справа — ход сжатия

В результате дальнейшего анализа построена табл. 12, в которой представлены передающиеся на кузов автомобиля усилия для двух исходных состояний ограничителей ходов подвески, а именно для мягкого буфера с четырьмя рабочими элементами, для комбинированного буфера с изменением усилия 0 %. Из таблицы видно, что на скоростях от 20 до 30 км/ч эффективность обоих типов буферов сопоставима, на скорости 10 км/ч эффек-

тивность комбинированного буфера выше, т.к. нагрузка, передаваемая на кузов, ниже на 49,5 %.

Также из графиков видна зависимость усилия, передаваемого на кузов автомобиля, не только от типа ограничителя хода отбоя, но и от его характеристик. Для мягкого буфера характерно уменьшение передаваемого усилия с учётом увеличения количества рабочих элементов, что объяснимо снижением жесткостных характеристик ограничителя.

Для комбинированного ограничителя хода отбоя однозначной зависимости нет, а именно на скорости 30 км/ч передаваемое усилие сначала снижается с увеличением гидравлической характеристики комбинированного буфера, а затем начинает возрастать. Это связано с тем, что максимальное усилие возникает во время работы гидравлической части буфера, а не после полного его срабатывания.

В зависимости от скорости проезда единичной неровности типа "трапеция" наблюдается рост передаваемого усилия с увеличением скорости движения, выход на максимальное значение и её последующее снижение. Наиболее критичной для обоих вариантов буферов является скорость 20 км/ч, т.к. передаваемое усилие на данной скорости максимально на всём диапазоне изменения характеристик. Исключение составляет лишь случай использования комбинированного буфера с двойным увеличением гидравлической характеристики (100 %).

Усилие на ходе сжатия практически не зависит от типа и характеристик ограничителей хода отбоя. Зависимость усилий, передаваемых на кузов на ходе сжатия, от скорости проезда противоположна зависимости усилий, возникающих на ходе отбоя, т.е. с нарастанием скорости проезда наблюдается снижение усилия до минимума на 20 км/ч, после чего наблюдается его нарастание.

Для оценки наиболее эффективного конструкторского решения ограничителя хода отбоя авторами сформирована табл. 13, содержащая минимальные усилия, полученные при моделировании проезда для каждого типа буфера. Как видим, комбинированный буфер более эффективен с точки зрения гашения удара. Максимальное усилие на 27 % ниже, чем при использовании мягкого буфера. Необходимо отметить, что изменение характеристик мягкого буфера влечёт за собой изменение его формы, материала или количества рабочих элементов в его составе, поэтому вариативность его характеристик сильно ограничена, в особенности габаритами амортизатора. Следовательно, применение комбинированных ограничителей является более предпочтительным,

Таблица 7

Упругая характеристика		Трение		Базовая гидравлическая характеристика								
Δ, м	P, Н	Δ, мм	P, Н	V, м/с	Δ, м							
					0	0,006	0,012	0,018	0,024	0,03	0,036	
0,000000	0	0,0000	250	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,003167	78	0,0032	250	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0
0,004750	118	0,0048	250	0,15	0	0	4,75	3,25	10,25	14,5	11,5	
0,006333	157	0,0063	250	0,2	0	0	9,5	6,5	20,5	29	23	
0,007917	196	0,0079	250	0,25	0	0	14,25	9,75	30,75	43,5	34,5	
0,009500	235	0,0095	250	0,3	0	0	19	13	41	58	46	
0,011083	274	0,0111	250	0,35	0	0	24,5	60,5	70,25	93	84,75	
0,012667	314	0,0127	250	0,4	0	0	30	108	99,5	128	123,5	
0,014250	353	0,0143	250	0,45	0	0	35,5	155,5	128,75	163	162,25	
0,015833	392	0,0158	250	0,5	0	0	41	203	158	198	201	
0,017417	431	0,0174	250	0,6	0	0	41	242,5	263,5	286	285	
0,019000	470	0,0190	250	0,7	0	0	41	282	369	374	369	
0,020583	509	0,0206	250	0,8	0	4	72,8	372,6	480	491,4	486,4	
0,022167	549	0,0222	250	0,9	0	8	104,6	463,2	591	608,8	603,8	
0,023750	588	0,0238	250	1	0	12	136,4	553,8	702	726,2	721,2	
0,025333	627	0,0253	250	1,1	0	16	168,2	644,4	813	843,6	838,6	
0,026917	666	0,0269	250	1,2	0	20	200	735	924	961	956	
0,028500	705	0,0285	250	1,3	0	23,4	258,4	1010,2	1205,2	1278,2	1313,8	
0,030083	745	0,0301	250	1,4	0	26,8	316,8	1285,4	1486,4	1595,4	1671,6	
0,031667	784	0,0317	250	1,5	0	30,2	375,2	1560,6	1767,6	1912,6	2029,4	
0,033250	823	0,0333	250	1,6	0	33,6	433,6	1835,8	2048,8	2229,8	2387,2	
0,034833	862	0,0348	250	1,7	0	37	492	2111	2330	2547	2745	
0,036417	901	0,0364	250	1,8	0	68,7	527	2198,7	2482,3	2632,7	2765,3	
0,038000	941	0,0380	250	1,9	0	100,3	562	2286,3	2634,7	2718,3	2785,7	
0,038100	5000	0,0381	250	2	0	132	597	2374	2787	2804	2806	

Таблица 8

Упругая характеристика		Трение		Упр. хар. узла тр.		Диссипативная скоростная составляющая							
Δ, мм	P, Н	Δ, мм	P, Н	Δ, мм	P, Н	V, м/с	Δ, мм						
							0	0,0008	0,0016	0,0024	0,0028	0,0032	0,0034
0	0	0,0000	20	-0,00020	-1530	0	0	0	0	0	0	0	0
0,0004	50	0,0004	50	-0,00016	-1350	0,002	0	0	0	0	0	0	0
0,0008	200	0,0008	120	-0,00012	-1290	0,01	0	60	160	250	410	600	680
0,0012	370	0,0012	170	-0,00008	-1170	0,02	0	100	210	340	590	780	830
0,0016	550	0,0016	240	-0,00004	-760	0,04	0	120	270	440	670	1020	1100
0,0020	790	0,0020	300	0	0	0,1	0	140	320	560	900	1300	1410
0,0024	1110	0,0024	400	0,00002	410	0,2	0	150	300	660	1150	1630	1750
0,0028	1690	0,0028	580	0,00004	1570	0,3	0	180	470	810	1170	1860	1920
0,0032	2570	0,0032	740	0,00006	2610	0,4	0	200	500	870	1280	1940	2100
0,0036	4430	0,0036	1380										
0,0037	5650	0,0037	1750										
0,0038	8340	0,0038	1820										

Таблица 9

Разновидность единичной неровности	Скорость проезда, м/с	Ход	Максимальное усилие, передающееся на кузов автомобиля, Н, при числе мягких буферов				
			1	2	3	4	5
Трапеция	10	Отбой	13 320	10 518	8917	7833	7117
		Сжатие	5275	5185	5127	5015	4896
	20	Отбой	21 839	19 426	16 627	13 896	11 252
		Сжатие	3155	3072	3046	3046	3046
	30	Отбой	23 543	15 774	10 491	8065	6773
		Сжатие	4741	4741	4741	4741	4741
Лежачий полицейский первого типа	10	Отбой	348	348	348	348	348
		Сжатие	813	813	813	813	813
	20	Отбой	1369	1369	1369	1369	1369
		Сжатие	1859	1859	1859	1859	1859
	30	Отбой	2714	2714	2714	2714	2714
		Сжатие	1881	1881	1881	1881	1881
Лежачий полицейский второго типа	10	Отбой	2701	2701	2701	2701	2701
		Сжатие	2542	2542	2542	2542	2542
	20	Отбой	3412	3412	3412	3412	3412
		Сжатие	4155	4155	4155	4155	4155
	30	Отбой	3493	3493	3493	3493	3493
		Сжатие	5024	5024	5024	5024	5024
Перепад уровня продольного профиля дороги		Отбой	16 290	11 912	8724	7069	6067
		Сжатие	3280	3047	2887	2773	2687

Таблица 10

Разновидность единичной неровности	Скорость проезда, м/с	Ход	Максимальное усилие, передающееся на кузов автомобиля (изменение от номинала), Н				
			-50 %	-25 %	0	50 %	100 %
Трапеция	10	Отбой	6389	5869	5237	4474	4588
		Сжатие	5393	5373	5367	5357	5338
	20	Отбой	19 225	16 242	13 742	9083	7530
		Сжатие	3385	3361	3358	3297	3279
	30	Отбой	16 389	10 265	8225	8417	9321
		Сжатие	4741	4741	4741	4741	4741
Лежачий полицейский первого типа	10	Отбой	348	348	348	348	348
		Сжатие	813	813	813	813	813
	20	Отбой	1369	1369	1369	1369	1369
		Сжатие	1859	1859	1859	1859	1859
	30	Отбой	3381	3388	3395	3409	3423
		Сжатие	2177	2180	2182	2188	2193
Лежачий полицейский второго типа	10	Отбой	3028	3030	3033	3037	3041
		Сжатие	2542	2542	2542	2542	2542
	20	Отбой	3412	3412	3412	3412	3412
		Сжатие	4155	4155	4155	4155	4155
	30	Отбой	3493	3493	3493	3493	3493
		Сжатие	5024	5024	5024	5024	5024
Перепад уровня продольного профиля дороги		Отбой	8644	7412	6216	5635	5926
		Сжатие	3008	2995	3001	3006	3040

Таблица 11

Разновидность единичной неровности	Максимальные усилия, Н			
	Мягкий буфер		Комбинированный буфер	
	отбой	сжатие	отбой	сжатие
Лежачий полицейский первого типа	2714	1881	3423	2193
Лежачий полицейский второго типа	3493	5024	3493	5024
Перепад продольного профиля	16 290	3280	8644	3040
Трапеция	19 225	4741	23 543	5275

Таблица 12

Скорость, км/ч	Усилия на кузове, Н			
	Мягкий буфер		Комбинированный буфер	
	отбой	сжатие	отбой	сжатие
10	7833	5015	5237	5367
20	13 896	3046	13 742	3358
30	8065	4741	8225	4741

Таблица 13

Скорость, км/ч	Усилие, Н	
	Мягкий буфер	Комбинированный буфер
	10	6773
20	11 252	7530
30	7117	8225

т.к. они имеют более широкую вариативность своих характеристик, без значительных изменений конструкции.

Таким образом, наиболее показательный режим с точки зрения оценки эффективности работы буферов отбоя — проезд единичной неровности типа "трапеция" со скоростью 20 км/ч. Применение комбинированного буфера отбоя более предпочтительно, т.к. более эффективно с точки зрения гашения удара при пробое, а также из-за того, что данный вид буфера имеет несколько более широкую вариативность своих характеристик, без значительных изменений своей конструкции.

## УПРАВЛЕНИЕ С КОМПЕНСАЦИЕЙ ДРЕЙФА ДЛЯ АРКТИЧЕСКИХ АМФИБИЙ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Кандидаты техн. наук **ДУБИН А.Е., НЕСТЕРОВ В.Е.**  
МГТУ имени Н.Э. Баумана (tec@sm.bmstu.ru)

*Рассмотрена проблема курсовой стабилизации движения для амфибийных транспортных средств на воздушной подушке при действии боковых внешних возмущений. Проанализированы пути решения данной проблемы для амфибий, предназначенных для эксплуатации в Арктике. Для перспективных конструкций арктических амфибий на воздушной подушке предложен вариант управления с компенсацией дрейфа, которое полностью нейтрализует влияние боковых внешних возмущений в крейсерском режиме движения машины.*

**Ключевые слова:** Арктика, транспорт, экология, амфибия на воздушной подушке, способ управления, компенсация дрейфа, нейтрализация бокового сноса, курсовая стабилизация.

### Dubin A.E., Nesterov V.E. DIRECT ANTI-DRIFTING CONTROL FOR ARCTIC AIR-CUSHION VEHICLES

*This paper addresses the course stability problem of amphibious air-cushion vehicles (hovercrafts) affected by side-external disturbances. Possible technical ways to resolve the problem are analyzed for the vehicles destined to operate in the Arctic. For prospective arctic hovercrafts is represented a direct anti-drifting control method that make it possible to entirely neutralize side-external disturbances in cruise modes of the vehicles.*

**Keywords:** Arctic, transportation, ecology, amphibious air cushion vehicle, hovercraft, direct anti-drifting control, lateral drift compensation, course stability.

В настоящее время в России наблюдается заметный всесторонний рост интереса к технике на воздушной подушке. Это обстоятельство в значительной степени связано с заявленными долгосрочными государственными планами по интенсификации развития регионов Арктической зоны страны и расширению сил российского военного присутствия в Арктике. Территории российской Арктики и сосредоточенные здесь природные богатства рассматриваются сегодня высшим государственным руководством в качестве стратегического плацдарма для достижения устойчивого роста военно-экономического потенциала в масштабах всей страны на долгосрочную перспективу [1, 2].

Среди основных проблем, препятствующих ведению эффективной круглогодичной хозяйственной деятельности на территориях Арктической зоны, выделяются два главных фактора: во-первых, чрезвычайно тяжёлые природно-климатические условия, характерные для данных регионов, и, во вторых, крайняя слабость существующих на сегодня региональных транспортных систем. Из-за недостаточной развитости транспорта существенно тормозится комплексное освоение новых территорий и разработка месторождений полезных ископаемых [3]. Кроме того, низкие темпы создания новых наземных транспортных средств для арктических условий признаны сегодня одной из

основных угроз национальной безопасности России в Арктике [1].

Среди различных видов арктического транспорта техника на воздушной подушке выделяется набором уникальных качеств, которые выступают критически важными при построении перспективных транспортных систем в регионах Арктической зоны России. Образцы амфибийной техники на воздушной подушке могут эксплуатироваться практически по любым типам опорных поверхностей: на суше и по воде, по дорогам и бездорожью, в болотах, по снегу и льду (в том числе — по битому льду), в условиях каменистых арктических пустынь и другим типам поверхностей, характерных для данных территорий. По стоимости грузоперевозок современные амфибии на воздушной подушке проигрывают только водоизмещающим судам. Но в отличие от последних, техника на воздушной подушке работает в течение всего года (всесезонно), а не только во время короткого периода летней арктической навигации по открытой воде. За счёт этого легко обеспечивается требуемая регулярность и всесезонность поставок грузов. По оценкам [4, 6, 8], в условиях Арктики стоимость регулярных грузоперевозок амфибиями на воздушной подушке может быть в 3—4 раза меньше относительно традиционного варианта организации перевозки грузов — автомобильным транспортом, и в 6—10 раз ниже при сравнении с вертолётной техникой.

Ещё одно важное преимущество техники на воздушной подушке заключается в минимизации негативного воздействия, которое она оказывает на крайне уязвимые арктические природные экосистемы. Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке являются единственными наземными машинами, которые удовлетворяют современным жёстким экологическим требованиям при эксплуатации в районах арктических мохово-лишайниковых тундр в весенне-летне-осенний период. Так, например, властями штата Аляска (США) ещё в прошлом веке был принят закон, прямо запрещающий эксплуатацию любого наземного транспорта, кроме амфибий на воздушной подушке, в летней тундре. Таким образом, в том случае, если вопросы экологической безопасности выступают критически значимыми при построении перспективных арктических транспортных систем, амфибии на воздушной подушке становятся абсолютно безальтернативным выбором среди всех доступных сегодня на рынке вариантов наземных транспортных средств [10, 12, 18].

Одной из серьёзных технических проблем, препятствующих широкому распространению амфибийной техники на воздушной подушке в транспортной системе страны, является проблема сноса (дрейфа) таких машин при действии бокового ветра. Аналогичная негативная ситуация имеет место также и при движении таких машин по косогорам. Данная научно-техническая проблема на настоящий момент является актуальной, но остаётся в общем виде нерешённой [7].

Дело в том, что практически все современные амфибии на воздушной подушке конструктивно строятся по схеме с кормовым расположением основного

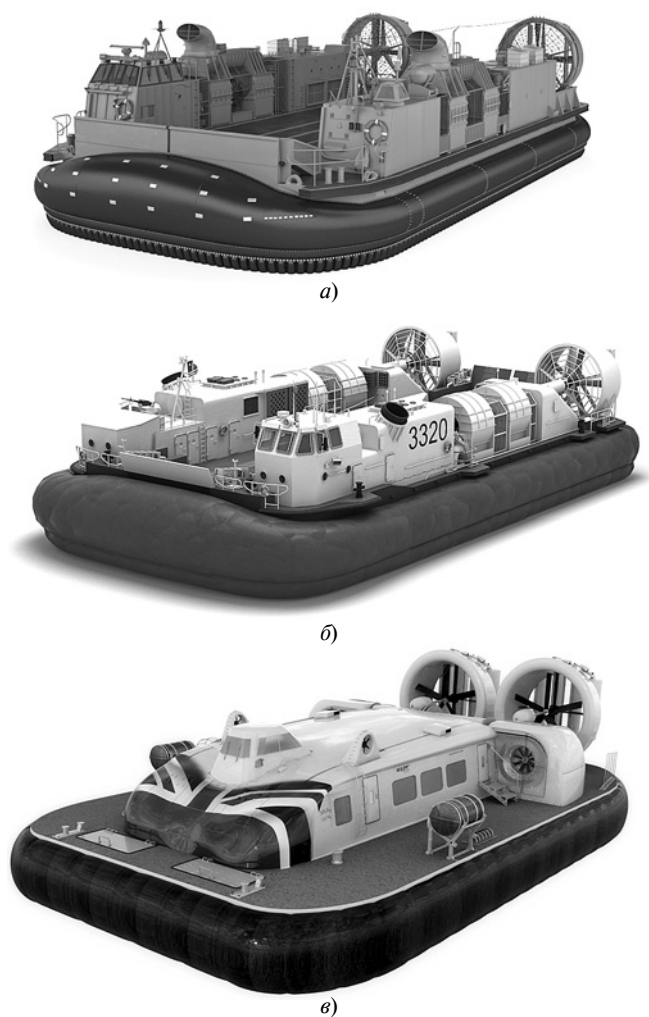


Рис. 1. Конструкции современных амфибий на воздушной подушке:  
 а — LCAC (США); б — Type 726 Yuyi (КНР); в — Griffon 12000TD (Великобритания)

управляющего тягово-рулевого комплекса. При этом стационарно расположенные в задней части машины воздушные винты создают тяговое усилие, а размещённые за ними вертикальные аэродинамические рули обеспечивают изменение ориентации вектора тяги относительно продольной оси машины, т.е. выступают в качестве основных средств курсового управления движением. Заметим здесь, что при наличии двух винтовых движителей изменение ориентации общего вектора тяги возможно также за счёт создания разности их тяговых усилий. Принципиально такой вариант управления не отличается от поворота аэроулей и потому далее специально не рассматривается.

Компоновка с кормовым расположением основного управляющего тягово-рулевого комплекса отличается конструктивной простотой и относительно невысокой стоимостью её практической реализации. Вместе с тем данное инженерное решение имеет существенный недостаток. Для всех подобных конструкций характерной отличительной чертой является принципиальная невозможность генерировать управляющее поперечное динамическое усилие в чистом виде. То есть при повороте аэроулей возникает суммарная

сила реакции, которая включает в себя не только требуемую поперечную силу, приложенную к центру масс машины, но также и нежелательный паразитный момент (момент рыскания) относительно вертикальной оси. Для нейтрализации действия данного паразитного момента амфибии на воздушной подушке оснащают вспомогательными средствами управления. Обычно это побортно расположенные в передней части транспортного средства поворотные либо неповоротные воздушные струйные рули или дополнительные мало-мощные стационарные воздушные винты. Соответствующие конструкции современных образцов амфибий на воздушной подушке показаны на рис. 1, а—в.

На практике, однако, все эти вспомогательные средства управления предназначены для решения задач локального маневрирования при невысоких скоростях движения и фактически непригодны (в силу своей малой мощности) для управления ориентацией продольной оси машины в случае движения на крейсерских скоростях. Последнее обстоятельство особенно неблагоприятно проявляется при работе амфибий в высокودинамичных режимах эксплуатации, при наличии препятствий на трассе движения или при необходимости парирования любого вида внешних дестабилизирующих силовых факторов, действующих в поперечном (боковом) направлении.

Прародителями современных амфибий на воздушной подушке выступают активно разрабатываемые со второй половины прошлого века амфибийные суда на воздушной подушке. В этой области техники российскими специалистами накоплен значительный опыт проектирования и эксплуатации подобного типа транспортных средств. Технический облик амфибийных судов на воздушной подушке аналогичен вариантам конструкций, показанным на рис. 1. Для них также характерно кормовое расположение главного тягово-рулевого комплекса и, соответственно, все те же недостатки управления, что и для современных амфибий.

В амфибийных судах на воздушной подушке проблема нежелательного бокового сноса, возникающего под действием ветра, при движении на прямом галсе традиционно решается применением *способа управления "с парированием дрейфа"*. При этом судно движется вдоль заданной линии курса с ненулевым углом рыскания, численно равным углу дрейфа, с поворотом в сторону ветра ("к ветру"). Такой способ управления относительно прост с точки зрения технической реализации бортовой системы автоматического управления движением. Но его нельзя признать безопасным в случае наличия значительной внешней боковой нагрузки, особенно при движении на крейсерских скоростях, тем более в наземных условиях эксплуатации [5, 11—13, 19].

Недостаточные управляемость и устойчивость движения современных конструкций амфибий на воздушной подушке сильно затрудняют в настоящее время их широкое распространение при работе на суше. Эти их характерные черты негативно влияют на безопасность эксплуатации как самих таких транспортных средств, так и делают амфибии на воздушной подушке источником повышенной опасности для других

участников движения и объектов окружающей инфраструктуры.

Для преодоления характерных недостатков амфибийных транспортных средств на воздушной подушке в части их возможностей по управляемости и устойчивости движения, а также для повышения безопасности их эксплуатации на суше в последние годы отечественными разработчиками новой техники всё чаще используется следующий подход. Амфибии на воздушной подушке снабжают дополнительными подсистемами или устройствами, с помощью которых может быть реализован физический контакт парящей в воздухе машины с подстилающей поверхностью. Эти дополнительные средства управления могут быть выполнены в виде опорно-поворотных колёсно-гусеничных шасси различных типов, противоаварийных тормозных щитков и других конструкций. В таких машинах при движении над твёрдой опорной поверхностью шасси может работать в режиме регулируемой частичной разгрузки воздушной подушкой, нейтрализуя при этом дестабилизирующее внешнее воздействие, приложенное в поперечном направлении. На практике подобные гибридные транспортные средства демонстрируют существенно лучшую управляемость, устойчивость и безопасность движения при эксплуатации на суше по сравнению с традиционными конструкциями амфибий на воздушной подушке с кормовым расположением основного управляющего тягово-рулевого комплекса [9, 10].

Однако в данном случае амфибии теряют одно из главных преимуществ техники на воздушной подушке — чрезвычайно малое контактное давление на опорную поверхность в процессе работы. Введение в конструкцию контактного шасси приближает характеристики экологической безопасности амфибий к аналогичным свойствам образцов традиционной колёсно-гусеничной арктической вездеходной техники. В условиях воздействия характерных для Арктики сильных ветров контактное шасси не способно обеспечить устойчивость амфибии на курсе, если давление в пятне контакта не превышает значений, ограниченных современными требованиями экологической безопасности для арктических транспортных средств. То же самое относится и к любым другим конструкциям контактных устройств. Ни одно из них не является экологически безопасным для эксплуатации в условиях оттаявшей арктической тундры в весенне-летне-осенний период. Данное обстоятельство делает нежелательным применение подобных технических решений в случае разработки перспективных образцов амфибийной техники на воздушной подушке, предназначенных для работы в Арктике [10, 11].

По мнению зарубежных специалистов [20, 21], для реализации эффективных арктических транспортных систем в наибольшей степени подходят конструкции амфибий на воздушной подушке сверхтяжёлого класса грузоподъёмности. Такие машины должны иметь следующие основные технические характеристики: длина более 30...40 м; ширина более 13...14 м; полная масса (полное водоизмещение) более 80...100 т; грузоподъёмность более 25 т; давление в воздушной подушке не

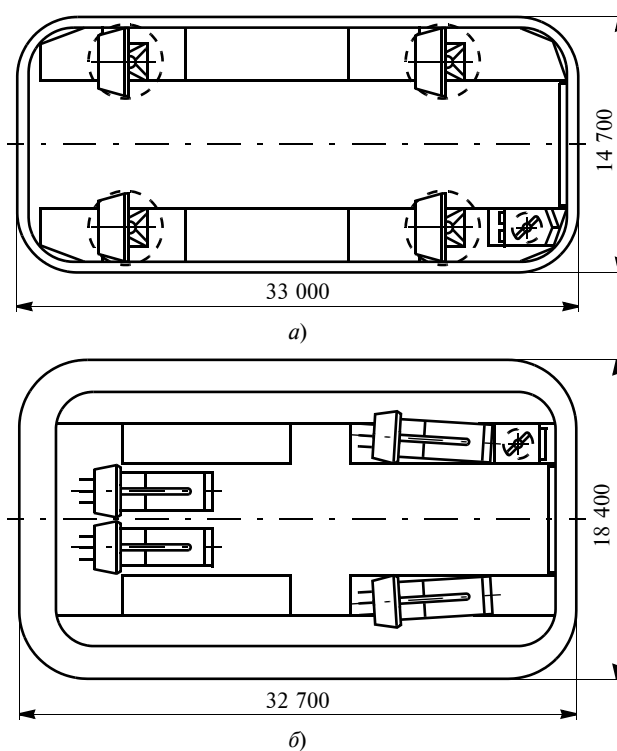


Рис. 2. Компоновка перспективных арктических амфибий на воздушной подушке:

а — PUC-22 LARUS (Финляндия); б — проект МН-30 (Великобритания)

более 2,4 кПа; высота воздушной подушки 2,5...3,0 м; запас хода (дальность плавания) более 800...1000 км при средней скорости движения 40 км/ч. Все бортовые системы должны быть специально подготовлены для надёжной эксплуатации и обслуживания при воздействии сверхнизких температур.

Амфибии с данными параметрами могут успешно работать в сложных природно-климатических условиях Арктики и способны обеспечить выполнение всего спектра транспортных задач на территориях арктического региона, включая прибрежные акватории континентального шельфа, в течение всего года.

Компоновочные схемы перспективных образцов арктических амфибий на воздушной подушке показаны на рис. 2, а—б. Как видим, такие машины имеют расширенный набор основных технических средств управления движением. В отличие от амфибий с кормовым расположением главного управляющего тягово-рулевого комплекса (рис. 1) перспективные образцы построены по схеме с четырьмя однотипными главными тягово-управляющими воздушными винтами. Два винта размещены в кормовой части амфибии, два других — в передней её части (по другую сторону от центра масс транспортного средства). Такая компоновка позволяет реализовать чистую управляемую поперечную силу и за счёт этого при необходимости компенсировать в процессе работы негативное влияние внешних возмущающих силовых факторов, действующих в боковом направлении. В результате появляется возможность движения амфибии на прямом галсе (на прямолинейном участке траектории) на крейсерских

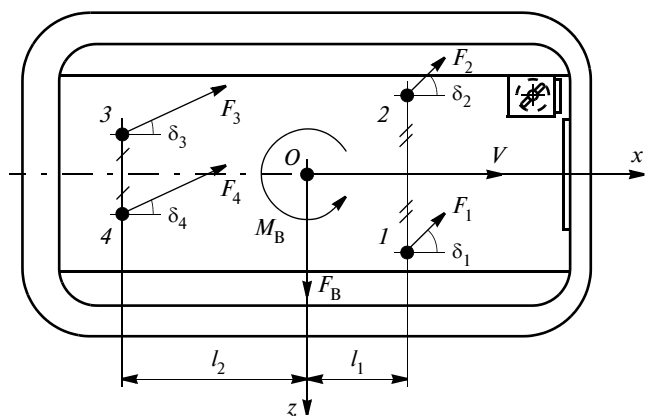


Рис. 3. Расчётная схема способа управления с компенсацией дрейфа

скоростях с нулевыми углами рыскания и дрейфа даже при действии значительного бокового ветра (также и при движении по косоугору). При этом применяется способ управления "с компенсацией дрейфа", который обеспечивает требования не только траекторной, но также и курсовой устойчивости (стабилизации), что является необходимым условием для безопасной эксплуатации транспортных средств при работе на суше [11, 15].

Несмотря на подобные массогабаритные характеристики и схожую компоновку, перспективные амфибии (рис. 2) отличаются применёнными в них конструкторскими решениями в части реализации основного тягово-рулевого комплекса. В амфибии РУС-22, LARUS в качестве главных тяговых двигателей и для управления использованы четыре установки воздушных винтов на поворотных колонках (пилонах). А в проекте МН-30 применены четыре установки стационарных тяговых винтов в комплекте с вертикальными аэродинамическими рулями. Каждое из решений имеет свои достоинства и недостатки. Вариант с аэроулями существенно дешевле и будет демонстрировать более высокую динамику при управлении машиной, зато поворотная колонка характеризуется значительно более широким диапазоном регулируемой ориентации вектора тяги. Вместе с тем можно отметить, что при движении амфибий на крейсерских скоростях вдоль заданного прямолинейного участка траектории оба этих варианта обладают равными возможностями по осуществлению способа управления "с компенсацией дрейфа".

Расчётная схема для перспективных образцов арктических амфибий на воздушной подушке при реализации способа управления "с компенсацией дрейфа" показана на рис. 3. При этом введены следующие обозначения: т.  $O$  — центр масс;  $F_B$ ,  $M_B$  — параметры внешнего возмущения;  $V$  — скорость движения; тт. 1–4 — места расположения тяговых двигателей;  $F_i$  — сила тяги  $i$ -го двигателя,  $\delta_i$  — угол ориентации вектора тяги  $i$ -го двигателя,  $i = 1, 4$ ;  $l_{1,2}$  — геометрические параметры.

Рассматривается один из основных рабочих режимов, характерных для скоростных амфибий на воздушной подушке [13] — движение с крейсерской ско-

ростью в режиме курсовой стабилизации на прямом галсе (на прямолинейном участке траектории). При этом на машину в поперечном направлении действует дестабилизирующее внешнее возмущение — например, от бокового ветра, волнения либо как составляющая силы тяжести в случае движения по косоугору.

В теории транспортных средств на воздушной подушке традиционно [13, 14] в общем случае при разработке математической модели движения амфибии представляется свободным твёрдым телом с шестью степенями свободы. Для составления уравнений динамики используются законы сохранения количества движения и момента количества движения. Движение амфибии в некоторой инерциальной системе координат полностью описывается векторами скорости поступательного движения центра масс и вращательного движения относительно центра масс, а также радиусом-вектором мгновенного положения центра масс и вектором угловой ориентации объекта в пространстве. Вместе с тем в приближённых инженерных расчётах по динамике движения, при анализе и синтезе систем управления принято исходить из максимально упрощающих предположений.

В рассматриваемом случае (рис. 3) движение амфибии описывается в связанной с его центром масс правой декартовой системе координат  $Oxuz$ . Продольная ось  $Ox$  обращена к носовой части машины и ориентирована по направлению движения, поперечная ось  $Oz$  обращена в сторону правого борта, нормальная ось  $Oy$  образует с ними правую систему координат. Оси координатной системы  $Oxuz$  совпадают с главными центральными осями инерции. Кроме того, плоскость  $Ozx$  (горизонтальная плоскость) параллельна подстилающей поверхности, а плоскость  $Oxy$  совпадает с диаметральной плоскостью (продольной плоскостью симметрии) объекта.

Так как по условию задачи анализируется прямолинейное установившееся движение скоростной амфибии сверхтяжёлого класса в режиме максимальной длительной тяги (мощности) двигателей, то можно считать, что основное движение машины происходит в горизонтальной плоскости. При этом вертикальными и угловыми колебаниями машины можно пренебречь ввиду их малости. Отсюда следует, что система координат  $Oxuz$  является инерциальной, а сама расчётная модель движения сводится к квазистатической.

Для синтеза управления "с компенсацией дрейфа" рассмотрим условия динамического равновесия в модели (см. рис. 3). Применяя принцип Даламбера, для бокового движения амфибии получаем систему уравнений 1, приведённую в таблице, где введены радиусы-векторы точек расположения тяговых двигателей:  $r_i = [x_i; z_i]^T$ ,  $i = 1, 4$ .

Для разрешения системы уравнений 1 используем следующие три допущения.

В силу того, что в реальных конструкциях амфибий на воздушной подушке для мест расположения главных тяговых двигателей имеет место симметрия относительно диаметральной плоскости, для радиусов-векторов  $r_i$  справедливы выражения 2.



Полагая главные тяговые двигатели амфибии попарно идентичными и работающими (по условию задачи) в режиме максимальной длительной мощности, для модулей силы тяги  $F_i$  можно записать равенства 3.

С целью максимального упрощения синтезируемого управления введём в рассмотрение следующее дополнительное условие — будем полагать, что (по аналогии с допущениями 3 для  $F_i$ ) углы ориентации векторов тяги двигателей  $\delta_i$  также попарно равны и удовлетворяют равенствам 4.

Теперь с учётом принятых допущений 2—4 исходная система уравнений 1 для бокового движения амфибии значительно упрощается и принимает форму 5.

Искомое управление "с компенсацией дрейфа" для расчётной схемы (рис. 3) получается непосредственно из 5 после решения этой системы уравнений относительно переменных  $\delta_i$ . Решение имеет вид 6.

Определим параметры внешнего возмущения  $F_B$  и  $M_B$  в системе 6 для разных случаев возникновения боковой нагрузки, наиболее характерных при эксплуатации амфибий на воздушной подушке на территориях

Арктической зоны России. Будем рассматривать три варианта: воздействие сильного бокового ветра, движение по косоугру и движение по косоугру при действии бокового ветра.

Как это принято в практике инженерных расчётов для транспортных средств на воздушной подушке [5, 12], влияние бокового ветра на движение машины учитывается в математических моделях в соответствии с уравнениями 7. (При равномерном распределении скоростного напора воздушного потока точка  $Z_A$  совпадает с центром тяжести плоской фигуры с площадью  $S_{бок}$ .)

Аспекты движения произвольного наземного транспортного средства вдоль трассы с поперечным уклоном (движение по косоугру) подробно рассматриваются, например, при анализе устойчивости в теории автомобиля. В этом случае на машину в боковом направлении действует внешняя возмущающая сила, равная поперечной составляющей силы тяжести [16]. Так как точкой приложения силы тяжести является центр масс, в случае движения амфибии на воздушной

№	Формула	Примечания
1	$\left. \begin{aligned} F_B - \sum_{i=1}^4 F_i \sin \delta_i &= 0, \\ M_B + \sum_{i=1}^4 F_i (x_i \sin \delta_i + z_i \cos \delta_i) &= 0 \end{aligned} \right\}$	$r_i = [x_i; z_i]^T, i = 1, 4$
2	$\left. \begin{aligned} r_1 &= [l_1; z_1]^T, r_2 = [l_1; -z_1]^T, \\ r_4 &= [-l_2; z_4]^T, r_3 = [-l_2; -z_4]^T. \end{aligned} \right\}$	—
3	$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_2 = F_{1,2}, \\ F_3 &= F_4 = F_{3,4}. \end{aligned} \right\}$	—
4	$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_2 = \delta_{1,2}, \\ \delta_3 &= \delta_4 = \delta_{3,4}. \end{aligned} \right\}$	—
5	$\left. \begin{aligned} F_B - 2(F_{1,2} \sin \delta_{1,2} + F_{3,4} \sin \delta_{3,4}) &= 0, \\ M_B + 2(F_{1,2} l_1 \sin \delta_{1,2} - F_{3,4} l_2 \sin \delta_{3,4}) &= 0. \end{aligned} \right\}$	—
6	$\left. \begin{aligned} \delta_{1,2} &= \arcsin \frac{F_B l_2 - M_B}{2 F_{1,2} (l_1 + l_2)}, \\ \delta_{3,4} &= \arcsin \frac{F_B l_1 + M_B}{2 F_{3,4} (l_1 + l_2)}. \end{aligned} \right\}$	—
7	$\left. \begin{aligned} F_B = Z_A &= C_{Z_A} \frac{1}{2} \rho v_Z^2 S_{бок}, \\ M_B = M_{A_y} &= -m_{A_y} \frac{1}{2} \rho v_Z^2 S_{бок} x_{Z_A}. \end{aligned} \right\}$	$Z_A$ — аэродинамическая поперечная сила; $M_{A_y}$ — аэродинамический момент рыскания; $C_{Z_A}$ и $m_{A_y}$ — коэффициенты аэродинамического сопротивления; $\rho$ — плотность воздуха; $v_Z$ — проекция вектора скорости воздушного потока на ось $Oz$ ; $S_{бок}$ — площадь боковой проекции тела амфибии на диаметрально плоскость; $x_{Z_A}$ — координата аэродинамического фокуса, точки приложения $Z_A$
8	$\left. \begin{aligned} F_B = Z_K &= G \sin \beta, \\ M_B &= 0. \end{aligned} \right\}$	$Z_K$ — поперечная возмущающая сила на косоугру; $G$ — вес машины; $\beta$ — угол поперечного уклона трассы движения
9	$\left. \begin{aligned} F_B &= Z_K + Z_A, \\ M_B &= M_{A_y}. \end{aligned} \right\}$	—

подушке по косоугру внешний возмущающий момент в математической модели (рис. 3), очевидно, не возникает. Параметры внешних возмущений в б в данном случае описываются системой уравнений 8.

Наконец, применяя принцип суперпозиции к компонентам систем уравнений 7 и 8, для амфибии, движущейся по косоугру при одновременном воздействии бокового ветра, получаем выражения 9.

Уравнения 7—9 в совокупности с системой 6 полностью определяют способ управления "с компенсацией дрейфа" для перспективных образцов амфибий на воздушной подушке, показанных на рис. 2. При этом рассмотрены варианты возникновения боковой внешней дестабилизирующей нагрузки, наиболее характерные для типичных эксплуатационных условий, имеющих место на территориях Арктической зоны России.

Синтезированное управление обеспечивает движение амфибии в одном из её основных рабочих режимов — балансирующем режиме курсовой стабилизации на прямом галсе (вдоль прямолинейного участка траектории). При этом реализуется движение машины с крейсерской скоростью, с постоянными и нулевыми значениями углов рыскания и дрейфа даже в условиях наличия значительных внешних возмущений, приложенных в боковом направлении. Как результат, для перспективных образцов амфибий на воздушной подушке (рис. 2) — в отличие от современных вариантов (рис. 1) — появляется возможность соблюдения необходимых требований по курсовой устойчивости движения, которые предъявляются к наземным транспортным средствам для их безопасной эксплуатации на суше.

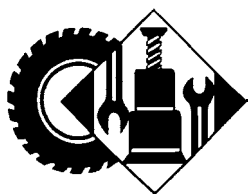
Важно подчеркнуть, что одновременно с выполнением требований по курсовой устойчивости (безопасности) движения амфибии сохраняют также способность соблюдения современных жёстких экологических требований, которые предъявляются к образцам наземной техники, предназначенным для круглогодичной эксплуатации на территориях арктической тундры.

Алгоритмы управления в форме 6—9 могут быть легко технически реализованы в блоке управляющего вычислителя бортовой системы автоматического управления движением при разработке перспективных вариантов амфибийных транспортных средств на воздушной подушке. Такая техника позволит уже в ближайшей перспективе, на горизонте 3...5 лет [10, 17] практически реализовать стабильные, всепогодные, высокоэффективные, экологически безопасные транспортные системы, предназначенные для решения разноплановых транспортных задач, которые возникают при ведении интенсивной хозяйственной деятельности в регионах Арктической зоны страны.

## Литература

1. Основы государственной политики Российской Федерации в Арктике на период до 2035 года (документ утвержден указом Президента РФ от 05.03.2020 № 164). — М.: ГСПИ, 2020. — 16 с. // Официальный интернет-портал правовой информации. URL: <http://publication.pravo.gov.ru/File/GetFile/0001202003050019> (дата обращения: 23.03.2020).

2. Стратегия развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2020 года (утверждена Президентом РФ 8 февраля 2013 года). — М., 2013. — 21 с. // Официальный сайт Правительства России. URL: <http://government.ru/info/18360/> (дата обращения: 23.03.2020).
3. Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года (утверждена распоряжением Правительства РФ от 22 ноября 2008 г. № 1734-р (в редакции распоряжения Правительства РФ от 11 июня 2014 г. № 1032-р)). — М., 2014. — 496 с. // Официальный сайт Правительства России. URL: <http://government.ru/docs/13190/> (дата обращения: 23.03.2020).
4. Абрамовский В.А., Пивоваров Н.И., Цымляков Д.Е., Шляхтенко А.В. Перспективы использования амфибийных судов на воздушной подушке для решения транспортных задач в районах Крайнего Севера // Морской вестник. — 2009. — № 1. — С. 22—27.
5. Амбросовский В.М. Теоретические и прикладные основы безопасности управляемого движения скоростных судов: Дисс. доктор техн. наук по спец. 05.13.01 "Системный анализ, управление и обработка информации (технические системы)". — СПб.: СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2010. — 386 с.
6. Вавилов И.С. Целесообразность эксплуатации транспорта на воздушной подушке в условиях Заполярья и Крайнего Севера // Омский научный вестник: серия Приборы, машины и технологии, № 3 (60). — Омск: ОмГТУ, 2007. — С. 109—114.
7. Вавилов И.С. Теоретико-экспериментальное исследование летательного аппарата на воздушной подушке: Автореф. дисс. канд. техн. наук по спец. 05.07.07 "Контроль и испытание летательных аппаратов и их систем". — Омск: ОмГТУ, 2011. — 19 с.
8. Дубин А.Е., Нестеров В.Е. Перспективные большегрузные амфибийные транспортные средства на воздушной подушке для работы в Арктической зоне России: основные тактико-технические требования и компоновочные схемы // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 1. — С. 21—24.
9. Дубин А.Е., Нестеров В.Е. Перспективные гибридные амфибии на воздушной подушке для Арктики. Описание конструкции // Автомобильная промышленность. — 2017. — № 5. — С. 19—21.
10. Дубин А.Е., Нестеров В.Е. Амфибийные гибридные вездеходы на воздушной подушке семейства "Арктика" при работе в условиях Заполярья. Особые эксплуатационные требования и особенности конструкции // Автомобильная промышленность. — 2019. — № 2. — С. 25—31.
11. Дубин А.Е., Нестеров В.Е. Амфибийные гибридные вездеходы на воздушной подушке семейства "Арктика" при работе в условиях Заполярья. Управляемость и устойчивость // Автомобильная промышленность. — 2019. — № 4. — С. 5—11.
12. Киркин С.Ф. Создание комплекса экологически безопасных внедорожных транспортных средств с воздушной разгрузкой: Дисс. доктора техн. наук по спец. 03.00.16 "Экология". — Йошкар-Ола: МарГТУ, 2001. — 418 с.
13. Лукомский Ю.А., Чугунов В.С. Системы управления морскими подвижными объектами. — Л.: Судостроение, 1988. — 272 с.
14. Лукомский Ю.А., Корчанов В.М. Управление морскими подвижными объектами. — СПб.: Элмор, 1996. — 317 с.
15. ОСТ 37.001.051—86. Управляемость и устойчивость автомобилей. Термины и определения. — М.: Типография НАМИ, 1987. — 10 с.
16. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций. — Ульяновск: УлГТУ, 2008. — 121 с.
17. Цымляков Д.Е., Алексеев П.Г. Перспективы использования амфибийных судов на воздушной подушке проектов ОАО "ЦМКБ "АЛМАЗ" для решения транспортных задач в районах Крайнего Севера // Теория и практика морской деятельности. Выпуск 24: Инновационные транспортные подсистемы. — М.: СОПС, 2013. — С. 100—117.
18. Честнов Е.И. Зарубежные суда на воздушной подушке. Труды ЦНИИЭВТ. Вып. 117. — М.: Транспорт, 1975. — 143 с.
19. Шпекторов А.Г. Разработка и исследование системы управления движением скоростного судна на безопасном маршруте: Дисс. канд. техн. наук по спец. 05.13.01 "Системный анализ, управление и обработка информации (технические системы)". — СПб.: СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2003. — 167 с.
20. Amyot J.R. Hovercraft Technology, Economics and Applications. — New York: Elsevier Science Publishing, 1989. — 770 p.
21. Dickens D., Cox M., Thorliefson J. Arctic Patrol Hovercraft: An Initial Feasibility Study // Proceedings of "ICE TECH-2008". — Banff, Canada, July 20-23, 2008. — Paper No. ICETECH08-115-R0.



УДК 656.09

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОДОГРЕВА ДВС ПЕРЕД ПУСКОМ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Д-р техн. наук **КУРНОСОВ Н.Е.**, канд. техн. наук **ТАРНОПОЛЬСКИЙ А.В.**  
Пензенский ГУ (kurnosov-ne@mail.ru)

*Рассматривается проблема разогрева двигателей внутреннего сгорания перед пуском в условиях низких температур окружающей среды, в том числе в условиях Арктики. Дан анализ различных способов облегчения запуска двигателей. Предложена система разогрева перед пуском двигателей внутреннего сгорания с принудительной циркуляцией жидкого теплоносителя в системе охлаждения с одновременным подогревом дизельного топлива.*

**Ключевые слова:** двигатель, мороз, подогрев, пуск, термогенератор, образец, испытание.

**Kurnosov N.E., Tarnopolsky A.V.**

## DEVICE FOR HEATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES BEFORE STARTING AT LOW TEMPERATURES

*The problem of warming up internal combustion engines before starting at low ambient temperatures, including in the Arctic, is considered. The analysis of various ways to facilitate engine starting is given. A heating system is proposed before starting internal combustion engines with forced circulation of a liquid coolant in a cooling system with simultaneous heating of diesel fuel.*

**Keywords:** engine, frost, heating, start-up, heat generator, sample, tests.

Комплексное социально-экономическое развитие Арктической зоны в соответствии с Государственной программой Российской Федерации предусматривает эффективное использование и развитие ресурсной базы Арктики; модернизацию и развитие инфраструктуры арктической транспортной системы; разработку и внедрение передовых технологий, включая разработку новых или адаптацию существующих к арктическим условиям на базе профильных технологических платформ, а также внедрение технических средств и приборной базы, адаптированных к проведению полярных научных исследований [1].

Энергетическая инфраструктура Арктики основана в значительной степени на использовании двигателей внутреннего сгорания. Разработки в области создания системы запуска двигателей внутреннего сгорания в условиях Арктики должны иметь высокий уровень эксплуатационных характеристик. Оптималь-

ный уровень комплексной тепловой подготовки ДВС к пуску — температура всех его систем и узлов, равная +10 °С. При этом тепловое воздействие должно обеспечивать равномерность прогрева систем двигателя при отклонении от установленной температуры не более 5 °С. Поддерживать же заданное тепловое состояние ДВС в режиме холостого хода не рекомендуется, так как это приводит к ускоренному отложению смолистых и окисляющих веществ, появлению нагара на поршнях, кольцах и головке цилиндров; непроизводительному расходованию моторесурса, топлива и моторного масла, а также увеличению выбросов токсичных веществ с отработавшими газами в атмосферу.

В настоящее время существуют различные способы облегчения запуска двигателя, которые подразделяются на две группы: подготовка двигателя путём его разогрева перед пуском от постороннего источника тепла и применение соответ-

ствующих эксплуатационных материалов [2], в том числе, по патентам RU 2377435, RU 2120057.

Устройства, используемые для разогрева двигателей транспортных средств, делятся на стационарные и индивидуальные. Наиболее часто применяются индивидуальные устройства, такие как тепловые аккумуляторы, предпусковые автономные подогреватели, неавтономные подогреватели электрического типа. Их использование снижает износ деталей двигателя в период пуска и расход топлива на подготовку автомобилей к движению.

Принцип работы автономных устройств различных моделей основан на передаче тепла, полученного в камере сгорания за счёт сгорания бензина или дизельного топлива, которое через теплообменник передаётся охлаждающей жидкости. Нагретый таким образом антифриз прокачивается через рубашку двигателя встроенным (или выносным) насосом [3].

Система предпускового разогрева двигателей внутреннего сгорания с принудительной циркуляцией жидкостного теплоносителя по патенту RU 2344314 основана на нагреве жидкого теплоносителя в подогревателе и принудительной прокачке его циркуляционным насосом через обогреваемый контур двигателя. Нагрев жидкого теплоносителя осуществляют в совмещённом с циркуляционным насосом вихревым подогревателе жидкости, а привод циркуляционного насоса осуществляют воздушной турбинкой, которую вращает сжатый воздух из ресивера. В качестве подогревателя используется вихревой теплогенератор, совмещённый с циркуляционным насосом, привод которого выполнен от воздушной турбины, соединённой через электромагнитный клапан с ресивером сжатого воздуха. Объём сжатого воздуха, содержащегося в баллонах ресивера транспортного средства, не обеспе-

чивает работу пневмопривода на продолжительный период времени необходимого для разогрева двигателя внутреннего сгорания до оптимальной температуры.

Более эффективное нагревательное устройство — предложенный многоконтурный кавитационный термогенератор по патенту RU 2300059. Для обеспечения мобильности предлагается сделать устройство передвижным. Принцип действия термогенератора основан

на прокачивании жидких теплоносителей через термогенерирующее устройство, где в результате кавитации происходит преобразование кинетической энергии движения жидкости в тепловую энергию. В качестве теплоносителя могут быть использованы масла, незамерзающие жидкости, вода без специальной водоподготовки.

Первый контур термогенератора (рис. 1) представляет собой вихревую трубу, помещённую в корпус, запол-

ненный жидкостью. Жидкость из бака насосом подаётся в вихревую трубу, откуда возвращается в бак. Нагрев жидкости происходит в вихревых потоках за счёт преобразования кинетической энергии движения жидкости в тепловую энергию при многократной циркуляции по контуру. Второй контур выполнен в виде полой трубы (плотных витков, навитых в виде пружины). Нагрев различных жидкостей обеспечивается при их циркуляции по второму контуру. Температура второго контура поддерживается за счёт теплообмена с жидким теплоносителем, циркулирующим в корпусе термогенератора.

Термогенератор может работать в проточно-накопительном режиме. При отсутствии расхода теплоносителя он работает в накопительном режиме, что позволяет использовать предварительно разогретый теплоноситель с большим расходом. При возобновлении постоянного расхода теплоносителя термогенератор переходит в проточный режим нагрева, обеспечивая подогрев теплоносителя, циркулирующего в системе охлаждения ДВС.

Подключение впускного трубопровода к системе охлаждения осуществляется через систему отопления транспортного средства в двух вариантах (рис. 2).

Первый вариант подключения реализован с помощью устройства "а" содержащего: тройник, хомуты, удлинитель шланга, шаровой кран. Устройство это монтируется посредством врезки в трубопровод системы отопления кабины тройника, соединяющего выход радиатора системы отопления кабины с водяным насосом двигателя. К тройнику посредством хомута подсоединяется удлинитель трубопровода, на выходе которого установлен шаровой кран. В результате этого обеспечивается отключение радиатора системы отопления кабины на время разогрева двигателя.

Второй вариант подключения через систему отопления и вентиляции транспортного средства подключается с помощью элемента "б" (трёхходовой кран). Он устанавливается взамен стандартного крана, к которому для удобства использования подсоединяется удлинитель шланга с выводом в переднюю часть

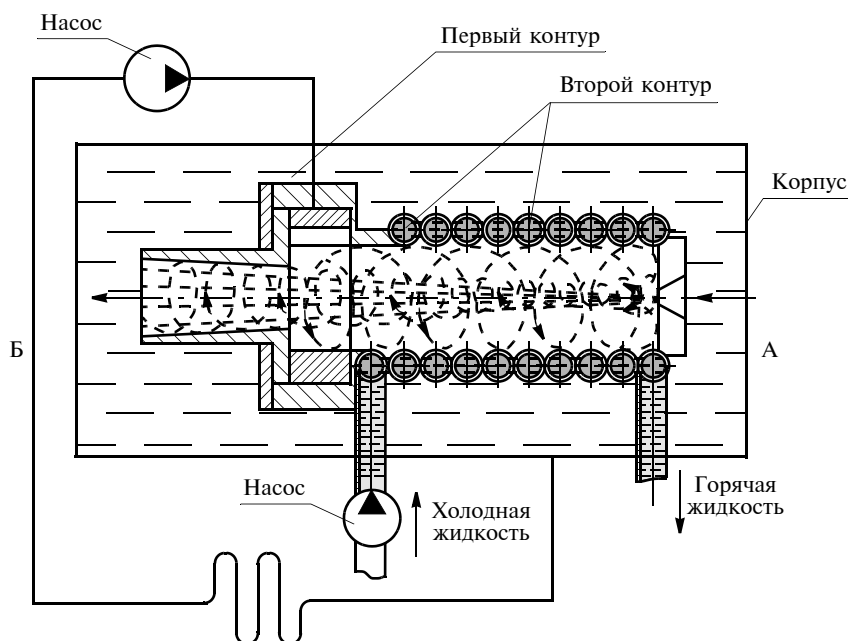


Рис. 1. Принципиальная схема термогенератора

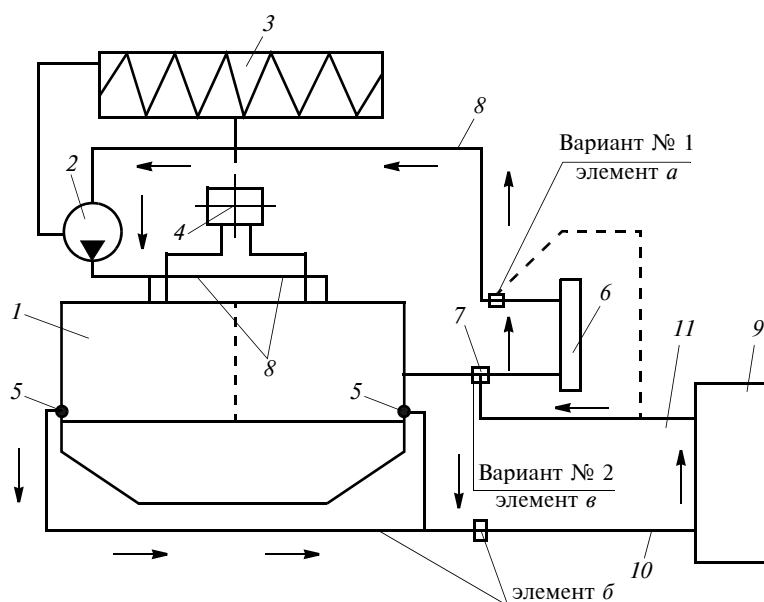


Рис. 2. Схема подключения устройства к системе охлаждения:

1 — двигатель; 2 — водяной насос; 3 — радиатор системы охлаждения; 4 — коробка термостата; 5 — сливные отверстия блока двигателя; 6 — радиатор отопителя; 7 — кран системы отопления; 8 — трубопроводы системы охлаждения; 9 — передвижное устройство; 10 — впускной трубопровод передвижного устройства; 11 — выпускной трубопровод передвижного устройства

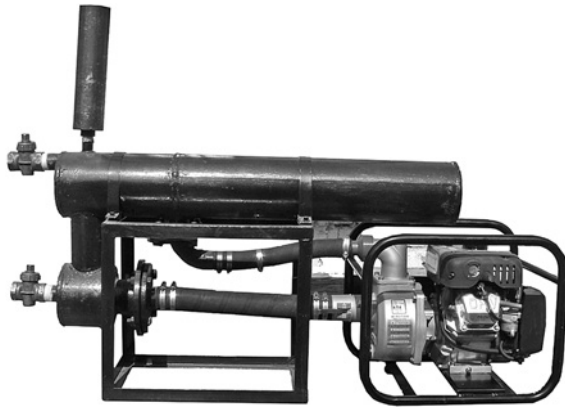


Рис. 3. Опытный образец мобильного двухконтурного термогенератора с электронасосом

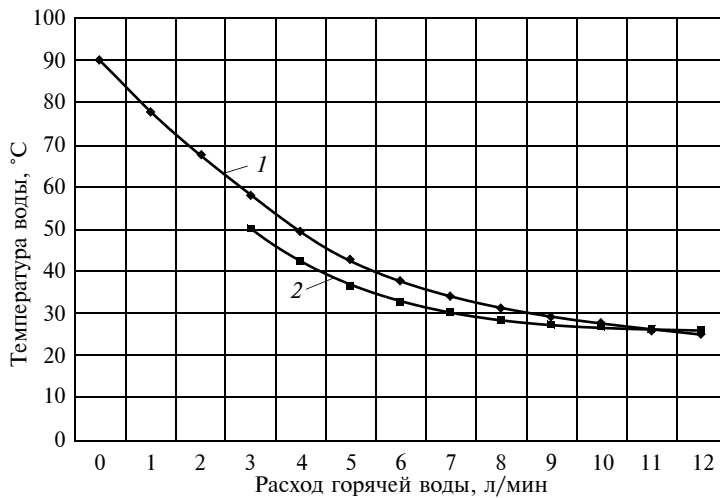


Рис. 4. Сравнительная характеристика теплогенератора ТМГ-15(1) и электрического водонагревателя ДВ-13 (2)

автомобиля. При использовании такого подключения радиатор системы отопления кабины включен в разогрев. Впускной трубопровод подключается в месте слива жидкости из двигателя, для этого стандартные краны демонтируются и на их место устанавливается элемент "б", содержащий подводящие трубопроводы, перекрывающий кран.

Первоначально нагрев теплоносителя происходит в накопительном режиме. При достижении заданной температуры жидкости в системе охлаждения производят выключение устройства и отсоединение его от транспортного средства. При подключении прогретого термогенератора к транспортному средству устройство работает в проточном режиме, таким образом, нагретый ранее теплоноситель будет использоваться для прогрева двигателя и одновременно будет производиться его дальнейший подогрев.

В результате проведенных исследований был разработан опытный образец двухконтурного термогенератора (рис. 3), способного использовать в качестве рабочей жидкости все виды антифризов. Термогенератор способен работать как в режиме накопления теплоты, так и в проточном режиме.

Было проведено сравнение характеристик двухконтурного термогенератора с электронасосом мощностью 15 кВт и германского водонагревателя проточного типа ДВ-13 с тепловыми электрическими водонагревателями. При работе водонагревателей обоих типов в проточном режиме производились замеры расхода и температуры горячей воды (рис. 4). Установлено, что конструкция термогенератора позволяет обеспечить нагрев теплоносителя до температуры 90 °С в накопительном режиме. При работе термогенератора в проточном режиме темпера-

тура рабочей жидкости во втором контуре поддерживалась на уровне температуры первого контура. Проточный электрический нагреватель ДВ-13 обеспечивает нагрев жидкости не выше 50 °С при её расходе 3 л/мин. Термогенератор в проточном режиме работы обеспечивает расход нагретой жидкости 4 л/мин при такой же температуре.

Сопоставление полученных результатов показало, что вихревой гидравлический термогенератор с бойлером объёмом 50 л обеспечивает больший расход горячей воды с той же температурой, чем тепловые электрические водонагреватели.

Проблемой запуска дизелей при низких температурах является изменение характеристик топлива, в том числе высокая вязкость и склонность к парафинизации. Парафинизация зимнего дизельного топлива происходит при температуре минус 25...30 °С, следовательно, подогрев топлива целесообразно проводить, по крайней мере, на 3—5 °С выше её температуры. Необходимое количество тепла снимается со второго контура вихревого термогенератора (см. рис. 1). Второй контур термогенератора подключается к топливному баку. Циркуляцию топлива обеспечивает насос.

Таким образом, разработанное устройство может обеспечить принудительную циркуляцию жидкого теплоносителя в системе охлаждения двигателя и одновременный подогрев дизельного топлива. Проведённые на опытном образце разработанного устройства исследования показали его высокую эффективность. Для обслуживания парка машин разработан вариант передвижного устройства.

#### Литература

1. Государственная программа Российской Федерации "Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации" (в редакции постановления Правительства Российской Федерации от 31 августа 2017 г. № 1064).
2. Селиванов С.Е. Проектирование автотранспортных предприятий / С.Е. Селифанов, Д.А. Вахрамеев, В.М. Федоров. — Ижевск: ФГОУ ВПО Ижевская ГСХА, 2006. — 85 с.
3. Найман В.С. Вс1 о предпусковых обогревателях и отопителях / В.С. Найман. — Астрель, 2007. — 160 с.

## СИСТЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ПАССАЖИРСКИХ И ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЫСОКОАВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук КОМАРОВ В.В.,

д-р техн. наук ГАРАГАН С.А.

ОАО "НИИАТ" (495.496-53-83, komarov@niiat.ru,

garagan@niiat.ru)

*Рассмотрены подходы к созданию и развитию систем эксплуатации высокоавтоматизированных транспортных средств. Указаны основные проблемы перехода к автоматизированному вождению. Предложен состав функций автоматизированной системы эксплуатации для различных категорий транспортных средств применительно к действующей нормативно-правовой базе эксплуатации автомобильного транспорта и городского наземного электрического транспорта.*

**Ключевые слова:** автоматизированная система эксплуатации, устойчивая мобильность, системы автоматизированного вождения транспортных средств, безопасность.

### Komarov V.V., Garagan S.A. ROAD TRAFFIC SAFETY SYSTEM AT THE ORGANIZATION OF PASSENGER AND FREIGHT TRANSPORT WITH THE USE OF HIGHLY AUTOMATED VEHICLES

*Approaches to the creation and development of operating systems for highly automated vehicles are considered. The main problems of switching to automated driving are indicated. The composition of the functions of the automated operation system for various categories of vehicles in relation to the current regulatory framework for the operation of road transport and urban ground electric transport is proposed.*

**Keywords:** automated vehicle operation system, sustainable mobility, driving automation systems, safety.

Наступающая "цифровизация мобильности" создаёт новые требования к безопасности транспортных средств и инфраструктуре. Конструкция подключенных транспортных средств, в том числе оснащённых системами автоматизированного вождения, позволяет обеспечивать беспроводную связь или взаимодействие с внешними устройствами, транспортными средствами и сетями или сервисами. Программное обеспечение транспортных средств, и в особенности новые возможности его обновления, позволяет масштабно и легко изменять функции или характеристики транспортных средств. Это важное отличие от традиционной ситуации, когда транспортное средство может быть изменено в индивидуальном порядке в определённом месте.

Укрепление ориентации на передовые технологии требует разработки новых подходов к обеспечению соблюдения эксплуатационных требований с учётом следующих факторов: обеспечения устойчивости транспортных систем, в которых необходимо учитывать все аспекты использования транспортных средств, вклю-

чая безопасность, окружающую среду, мобильность, эффективность, производительность и личную безопасность; основных достижений в области транспортных технологий, которые ведут к созданию более безопасных и экологически устойчивых транспортных средств; усложнения техники и необходимости её надлежащим образом обслуживать в течение срока службы; возможностей, открываемых передовыми бортовыми и внешними системами диагностирования в целях сокращения расходов на обеспечение соответствия; роста ожиданий общественности в отношении того, что транспортные средства доставят их в пункт назначения безопасно и надёжно.

Разработка правоприменительной практики в сфере обеспечения в процессе эксплуатации соответствия транспортных средств требует особого внимания к мерам по обеспечению в процессе эксплуатации соответствия транспортных средств или их систем и компонентов, включая те, которые официально утверждены по типу конструкции в соответствии с правилами ООН, прилагаемыми к Женевским соглашениям 1958 и 1998 годов, при необходимости; к разработке требований к характеристикам систем и компонентов, включая автоматизированные/автономные системы управления, которые должны соблюдаться в процессе эксплуатации; применению новых технологий интеллектуальных транспортных систем (ИТС); современным стандартам и практикам обеспечения безопасного технического состояния транспортного средства при эксплуатации; электронному интерфейсу транспортного средства, диагностическим и коммуникационным технологиям; доступу на чётко определённых и согласованных предварительных условиях к техническим спецификациям каждого отдельного транспортного средства и данным, необходимым для объективной проверки функционирования систем, связанных с безопасностью и окружающей средой, независимо от того, функционируют ли системы, связанные с безопасностью и окружающей средой; разработке методов оценки соответствия транспортных средств при эксплуатации; влиянию обеспечения соответствия транспортных средств в эксплуатации на безопасность дорожного движения, охрану окружающей среды и другие аспекты.

Для обеспечения безопасности дорожного движения при эксплуатации транспортных средств необходимо соблюдение правил перевозок пассажиров и грузов, погрузки и разгрузки, обеспечения безопасности перевозок автомобильным транспортом; требуется организовывать и проводить предрейсовый или предсменный контроль технического состояния транспортных средств, обеспечивать исправное техническое состояние транспортных средств, проводить технический осмотр транспортных средств; обеспечить соблюдение правил внесения изменений в конструкцию находящихся в эксплуатации транспортных средств, правил независимой технической экспертизы транспортного средства (проводимой в целях установления обстоятельств причинения вреда транспортному средству, установления повреждений транспортного сред-

ства и их причин, технологии, методов и стоимости его восстановительного ремонта), проведение контроля и надзора за деятельностью транспортных компаний, обязательное страхование гражданской ответственности владельцев транспортных средств.

Магистральным направлением современного развития автомобильного транспорта является создание и широкое внедрение высокоавтоматизированных транспортных средств (ВАТС), т.е. транспортных средств, оснащённых автоматизированной системой вождения, которая действует в пределах конкретной среды штатной эксплуатации применительно к некоторым или всем поездкам без необходимости вмешательства человека в качестве запасного варианта обеспечения безопасности дорожного движения [1]. В соответствии с классификацией, приведённой в [1], к высокоавтоматизированным относятся транспортные средства 3—5-го уровней автоматизации. Однако, по мнению авторов, нормативное правовое обеспечение эксплуатации транспортных средств 3-го уровня, где транспортное средство управляется автоматизированной системой вождения (АСВ) при решении всех задач динамического управления ВАТС в пределах среды штатной эксплуатации, но водитель находится в постоянной готовности к принятию управления на себя, не требует серьёзных изменений. Поэтому в данной работе рассматриваются высокоавтоматизированные транспортные средства 4-го и 5-го уровней автоматизации.

Различие между ВАТС этих уровней состоит в следующем. Автоматизированная система вождения транспортных средств 5-го уровня способна справиться с любыми ситуациями на дорогах всех категорий, во всех диапазонах скоростей и условиях окружающей среды, в связи с чем необходимости участия водителя в управлении транспортным средством нет [1]. Для транспортных средств 4-го уровня автоматизированное вождение обеспечивается только в пределах среды штатной эксплуатации. При приближении автомобиля к границе этой среды автоматизированная система вождения может запросить у водителя переход на ручное управление. Следует заметить, что из определения, приведённого в [1], не вытекает однозначной необходимости присутствия на борту водителя, когда оно находится в пределах среды штатной эксплуатации. Например, если средой штатной эксплуатации являются автомагистрали, водитель может покинуть транспортное средство перед въездом на автомагистраль. Далее оно движется по маршруту под управлением АСВ до заданной точки съезда с автомагистрали. В этой точке должен находиться другой водитель, который сядет в автомобиль и поведёт его до окончания рейса либо до следующего въезда на автомагистраль, если это предусмотрено маршрутом.

#### **Автоматизированная система управления высокоавтоматизированного транспортного средства**

Анализ широкого круга публикаций об исследованиях и разработках, проводимых в нашей стране и за рубежом в области создания и использования ВАТС



Рис. 1. Структурная схема автоматизированной системы управления высокоавтоматизированного транспортного средства

[6], показывает, что основное внимание при этом уделяется созданию и использованию автоматизированных систем вождения, что вполне оправдано новизной и сложностью задач, решаемых такими системами. Однако необходимо учитывать, что на водителя неавтоматизированного транспортного средства помимо вождения возлагается целый ряд функций, например, контроль его технической исправности перед началом и в течение поездки, заправка, приёмка, контроль сохранности и сдача перевозимых грузов и т.д. Будем называть их эксплуатационными функциями. Очевидно, что для высокоавтоматизированных автомобилей, где водитель может отсутствовать в течение всей поездки или её части, необходимо предусматривать автоматическую реализацию указанных функций. Назовём совокупность аппаратных и программных средств реализации эксплуатационных функций автоматизированной системой эксплуатации (АСЭ) и заметим, что ряд задач эта система должна выполнять во взаимодействии с АСВ. Например, при выявлении средствами АСЭ неисправности, при наличии которой эксплуатация транспортного средства запрещена, АСВ должна перевести ВАТС в состояние минимального риска и прекратить дальнейшее движение. Кроме того, можно предположить, что часть бортовых аппаратных средств может использоваться как АСВ, так и АСЭ. Примером может являться центральный процессор, выполняющий задачи обеих систем.

Таким образом, показано, что высокоавтоматизированное транспортное средство должно оснащаться взаимодействующими и взаимосвязанными автоматизированными системами вождения и эксплуатации. Назовём совокупность этих систем автоматизированной системой управления (АСУ) высокоавтоматизированного транспортного средства (рис. 1).

Рассмотрим основные эксплуатационные функции АСЭ и порядок их реализации, объединив их в три группы: функции, необходимые для всех ВАТС, включая ТС, задания которым определяет пользователь, находящийся внутри ТС; функции, необходимые для ВАТС, предназначенных для перевозки грузов; функции, необходимые для ВАТС, предназначенных для маршрутной перевозки пассажиров.

#### **Функции автоматизированной системы эксплуатации ВАТС**

К этим функциям относятся следующие (рис. 2—4).

*Включение автоматизированной системы управления.* Оно может осуществляться водителем/пользователем с помощью носимого устройства доступа к ВАТС, дистанционно по команде центра диспетчерс-

кого управления (ЦДУ), а также в назначенное время, отсчитываемое внутренним счётчиком времени АСУ.

**Автоматический предрейсовый контроль технического состояния** транспортного средства (кроме машин, находящихся в пользовании частных лиц, по решению их владельца). Проверяется отсутствие неисправностей, при наличии которых эксплуатация ТС запрещена. При выявлении указанных неисправностей АСВ переводит ТС в состояние минимального риска, АСУ выдаёт сообщение на носимое устройство доступа к ВАТС и/или в ЦДУ и в течение заданного времени находится в состоянии ожидания начала ремонта/эвакуации. По окончании этого времени АСУ выключается. По прибытии ремонтного/эвакуационного персонала АСУ производит его аутентификацию и вступает во взаимодействие с ним.

**Формирование электронного путевого листа** по данным, полученным от ЦДУ либо вводимым водителем

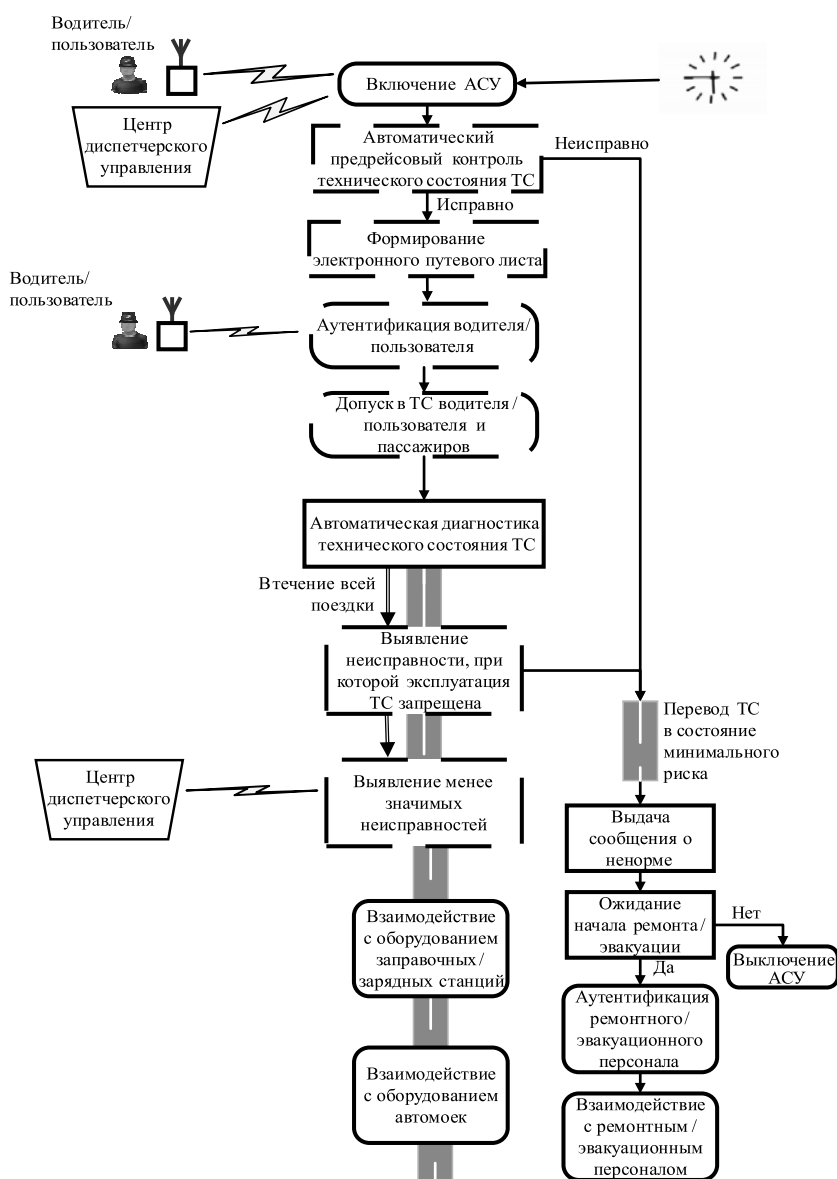


Рис. 2. Схема реализации функций, необходимых для всех высокоавтоматизированных транспортных средств

(кроме транспортных средств, находящихся в пользовании частных лиц).

**Аутентификация водителя/пользователя** с помощью носимого устройства доступа к ВАТС и, возможно, биологических данных. Для автомобилей, которые должны иметь путевой лист, данные, предъявленные водителем, сравниваются с данными, приведёнными в путевом листе.

**Допуск в транспортное средство** водителя/пользователя и, при необходимости, пассажиров.

**Автоматическая диагностика технического состояния** ВАТС осуществляется в течение всей поездки. В случае выявления неисправности, при наличии которой эксплуатация транспортного средства запрещена, АСВ переводит его в состояние минимального риска, АСУ выдаёт сообщение на носимое устройство доступа к ВАТС и/или в ЦДУ и в течение заданного времени находится в состоянии ожидания начала ремонта/эвакуации. По окончании этого времени АСУ выключается. По прибытии ремонтного/эвакуационного персонала АСУ производит его аутентификацию и вступает во взаимодействие с ним.

**Автоматическое взаимодействие ВАТС с оборудованием заправочных/зарядных станций.** В ходе поездки АСУ оценивает текущий остаток топлива (для электромобилей — заряда аккумуляторных батарей), оставшуюся длину маршрута, расположение автозаправочных (автозарядных) станций — АЗС, при заданных условиях принимает решение о необходимости заправки (подзарядки) и определяет АЗС, на которой следует её осуществить. По прибытии к АЗС АСВ производит въезд на территорию АЗС и подводит машину к подходящей колонке. Осуществляется стыковка транспортного средства с колонкой, а АСУ ТС — со средствами управления АЗС. ТС получает необходимое количество топлива (заряда АБ) и производит электронную оплату услуг, затем отстыковывается от колонки, выезжает на дорогу и продолжает движение по маршруту.

**Автоматическое взаимодействие ВАТС с оборудованием автомоек.** Первым шагом при этом является оценка степени загрязнённости транспортного средства, которая может производиться АСУ ВАТС исходя из погодных и дорожных условий, с использованием изображений машины, получаемых от встречных и попутных транспортных средств, и последующей видеоналитики. Возможно также проведение оценки внешними средствами, такими, как камеры видеофотофиксации и



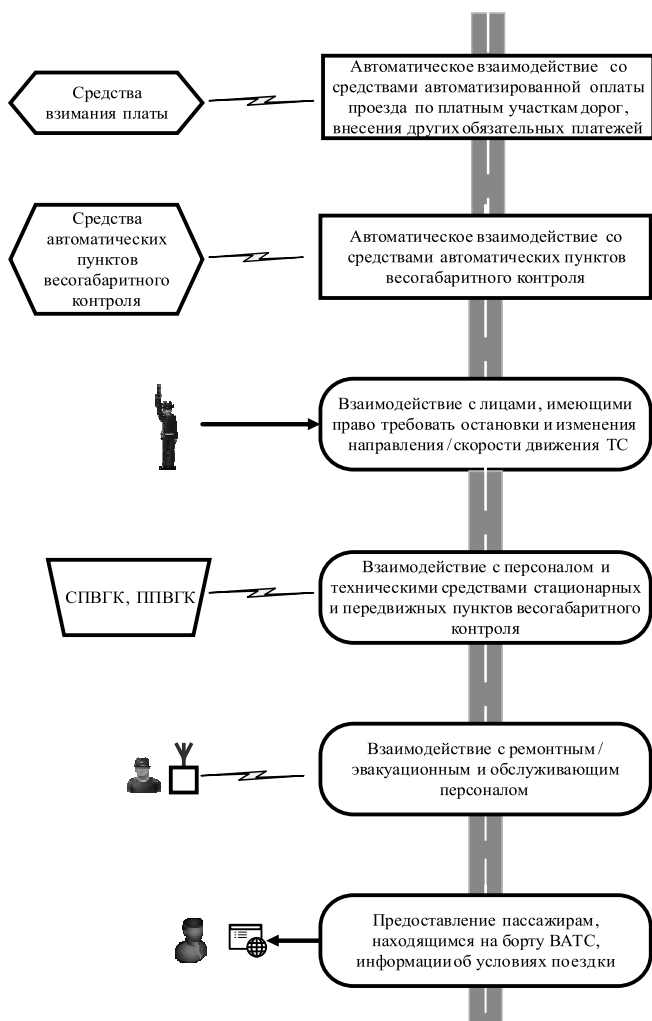


Рис. 3. Схема реализации функций, необходимых для всех высокоавтоматизированных транспортных средств (продолжение)

средства видеоаналитики, а также камерами, устанавливаемыми автомойками для привлечения клиентов. По получении данных, указывающих на высокое загрязнение автомобиля, АСУ выбирает автомойку с учётом расстояния до неё и цены обслуживания, выполняет заезд на мойку, получает необходимые услуги и оплачивает их электронным способом.

**Автоматическое взаимодействие ВАТС со средствами автоматизированной оплаты проезда по платным участкам дорог, внесения других обязательных платежей.** Должно обеспечиваться установление связи с придорожными средствами платёжных систем и обмен информацией, необходимой для внесения соответствующих платежей.

**Автоматическое взаимодействие ВАТС со средствами автоматических пунктов весогабаритного контроля.** Должен обеспечиваться приём информации о результатах контроля через системы V2I. О превышении контролируемых параметров над допустимыми значениями должно быть выдано сообщение в ЦДУ и/или владельцу транспортного средства.

**Взаимодействие с лицами, имеющими право требовать остановки и изменения направления/скорости дви-**

**жения транспортных средств** (в том числе с регуляторами), осуществлять контроль ВАТС. Для реализации этой функции необходимо предусматривать возможность АСУ распознавать указанных лиц (далее условно будем называть их регуляторами) и определять смысл подаваемых ими сигналов. Целесообразно также предусмотреть оснащение регуляторов наряду со средствами подачи визуально воспринимаемых сигналов носимыми устройствами, позволяющими передавать сигналы управления на ВАТС через системы V2I.

**Взаимодействие с персоналом и техническими средствами стационарных и передвижных пунктов весогабаритного контроля (СПВГК и ППВГК).** Должны обеспечиваться приём АСУ ВАТС команды должностного лица уполномоченного контрольно-надзорного органа о направлении транспортного средства к месту размещения СПВГК или ППВГК, передаваемой через системы V2I, выполнение этой команды, передача техническим средствам пунктов весогабаритного контроля необходимых данных о ВАТС, приём информации о результатах весогабаритного контроля, выезд на дорогу для дальнейшего движения по маршруту. О превышении контролируемых параметров над допустимыми значениями должно быть выдано сообщение в ЦДУ и/или владельцу транспортного средства.

**Взаимодействие с ремонтным/эвакуационным и обслуживающим персоналом.** Предусматривает аутенти-

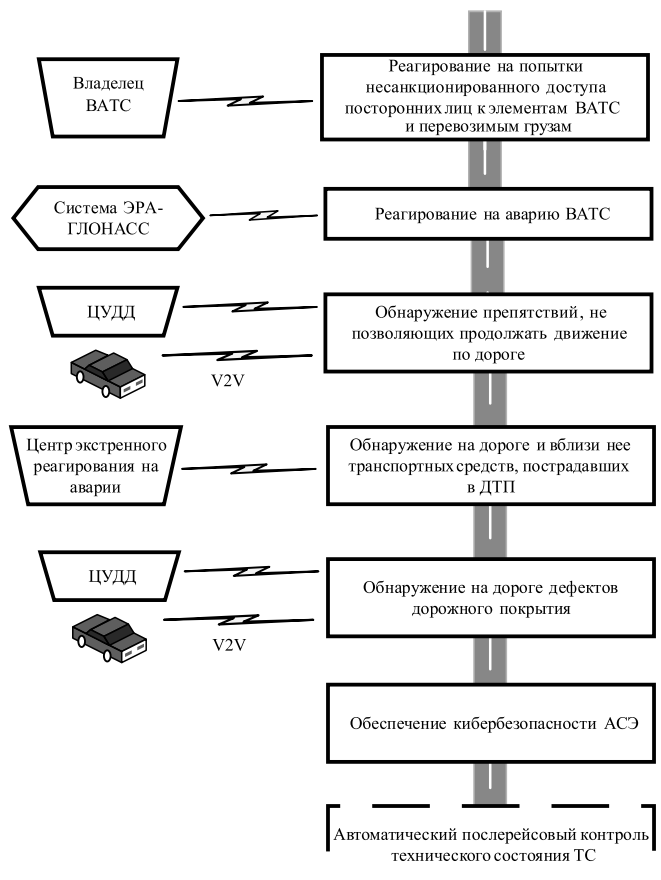


Рис. 4. Схема реализации функций, необходимых для всех высокоавтоматизированных транспортных средств (окончание)

фикацию персонала, определение его полномочий, обмен необходимой информацией и предоставление доступа к соответствующим элементам ВАТС, при необходимости — проверку результатов выполненных работ.

*Предоставление пассажирам, находящимся на борту ВАТС, информации об условиях поездки, в том числе по их запросу (кроме грузовых).* Предусматривает предоставление пассажирам стандартного состава данных о поездке, а также приём запросов и выдача ответов на них через бортовые интерактивные средства отображения данных, а также через мобильные устройства пассажиров.

*Реагирование на попытки несанкционированного доступа посторонних лиц к элементам ВАТС и перевозимым грузам (выдача световых и звуковых сигналов, сообщения владельцу и при необходимости в полицию).*

*Реагирование на аварию с ВАТС, а именно определение факта аварии, выдача сообщения в систему ЭРА-ГЛОНАСС, принятие мер для облегчения эвакуации пассажиров и водителя (открытие основных и аварийных выходов, расстегивание замков ремней безопасности и т.п.), выполнение действий по снижению ущерба от аварии (пожаротушение и т.п.).* Целесообразно предусматривать реагирование на следующие виды аварий [2, 6]: соударение при свободном положении ВАТС; наезд на ВАТС, имеющее ограниченные возможности движения, другого транспортного средства; падение на ВАТС тяжёлых предметов; потеря продольной/поперечной устойчивости; пожар; взрыв; затопление; разрыв состава ВАТС; авария опасного груза.

*Обнаружение препятствий, не позволяющих продолжать движение по дороге, и передача информации о них окружающим транспортным средствам по системе V2V и в центр управления дорожным движением (ЦУДД), включая координаты и по возможности фото- и видеоматериалы о препятствии.*

*Обнаружение на дороге и вблизи неё транспортных средств, пострадавших в ДТП, и передача информации о них в центр экстренного реагирования на аварии, включая координаты и по возможности фото- и видеоматериалы о пострадавших транспортных средствах.*

*Обнаружение на дороге дефектов дорожного покрытия и передача информации о них окружающим транспортным средствам по системе V2V и в ЦУДД.*

*Обеспечение кибербезопасности АСЭ.*

*Автоматический послерейсовый контроль технического состояния ТС (кроме ТС, находящихся в пользовании частных лиц, по решению их владельца).*

### Дополнительные функции автоматизированной системы эксплуатации грузовых ВАТС

Исходя из Федерального закона от 08.11.2007 № 259-ФЗ "Устав автомобильного транспорта и городского наземного электрического транспорта" [3] и Правил перевозок грузов автомобильным транспортом, утверждённых Постановлением Правительства Российской Федерации от 15 апреля 2011 г. № 272 [4],

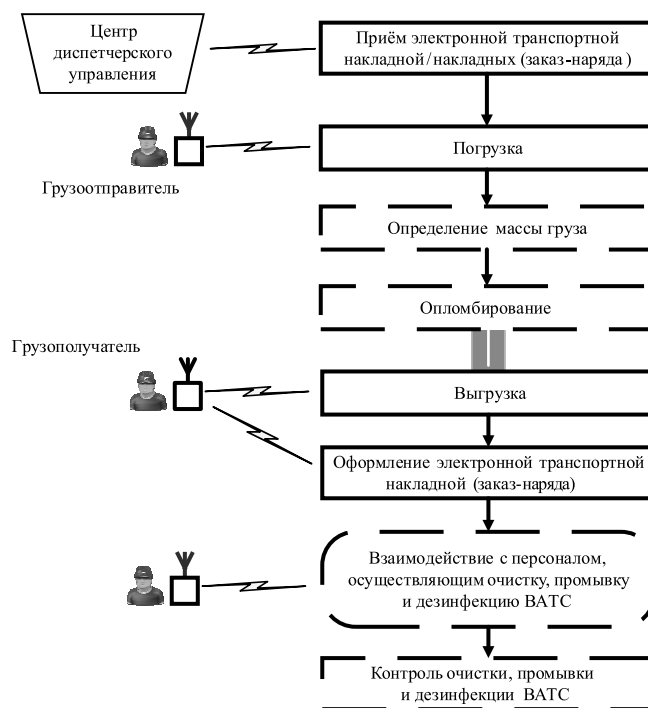


Рис. 5. Схема реализации функций, необходимых для грузовых высокоавтоматизированных транспортных средств

к этим функциям следует отнести (рис. 5): приём электронной транспортной накладной/накладных (заказа-наряда); погрузку, включающую аутентификацию грузоотправителя (фрагтователя), установку на транспортном средстве приспособлений, необходимых для погрузки, выгрузки и перевозки груза, приём груза со считыванием с каждого грузового места груза в таре или упаковке маркировочных надписей и манипуляционных знаков в виде машиночитаемой маркировки, в случае перевозки в контейнере — формирование электронной сопроводительной ведомости, группировка грузовых мест по грузополучателям, крепление груза в транспортном средстве; определение массы груза; опломбирование кузовов транспортных средств, контейнеров, отдельных грузовых мест электронными пломбами; выгрузка, включающая аутентификацию грузополучателя, выдачу грузополучателю предназначенных ему грузовых мест, проверку массы в установленных законом случаях, снятие приспособлений, необходимых для погрузки, выгрузки и перевозки груза; оформление электронной транспортной накладной (заказа-наряда); взаимодействие с персоналом, осуществляющим очистку, промывку и дезинфекцию ВАТС; контроль очистки, промывки и дезинфекции ВАТС.

### Дополнительные функции автоматизированной системы эксплуатации ВАТС, предназначенных для перевозки пассажиров

Исходя из Федерального закона от 08.11.2007 г. № 259-ФЗ "Устав автомобильного транспорта и городского наземного электрического транспорта" [3] и

Правил перевозок пассажиров и багажа автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом, утверждённых Постановлением Правительства Российской Федерации от 14 февраля 2009 г. № 112 [5], к этим функциям следует отнести следующие.

Для ВАТС, перевозящих пассажиров без багажа (рис. 6): посадку-высадку пассажиров с определением их количества; приём электронной оплаты проезда (при необходимости); видеонаблюдение за обстановкой в салоне с передачей данных при необходимости в центр диспетчерского управления; взаимодействие с контролирующим персоналом (при необходимости).

Для ВАТС, перевозящих пассажиров с багажом (рис. 7): приём багажа у пассажира и приём электронной оплаты проезда; посадка пассажира с проверкой билета (при наличии); приём электронной оплаты проезда (при необходимости); видеонаблюдение за обстановкой в салоне с передачей данных при необходимости в центр диспетчерского управления; взаимодействие с контролирующим персоналом (при необходимости); высадку пассажира в пункте назначения либо по его требованию; выдачу пассажиру принадлежащего ему багажа.

Как видим, для принятия высокоавтоматизированного транспортного средства в коммерческую эксплуатацию оно должно быть оснащено автоматизированной системой управления, включающей взаимодействующие и взаимосвязанные автоматизированную систему вождения и автоматизированную систему эксплуатации, которая должна выполнять функции, на неавтоматизированном транспортном средстве возлагаемые на водителя. Дальнейшую разработку авто-

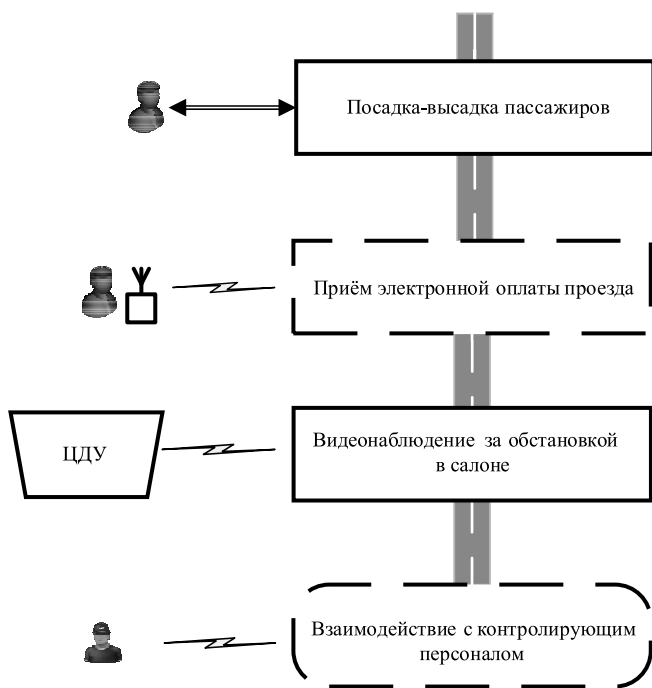


Рис. 6. Схема реализации функций, необходимых для высокоавтоматизированных транспортных средств, перевозящих пассажиров без багажа

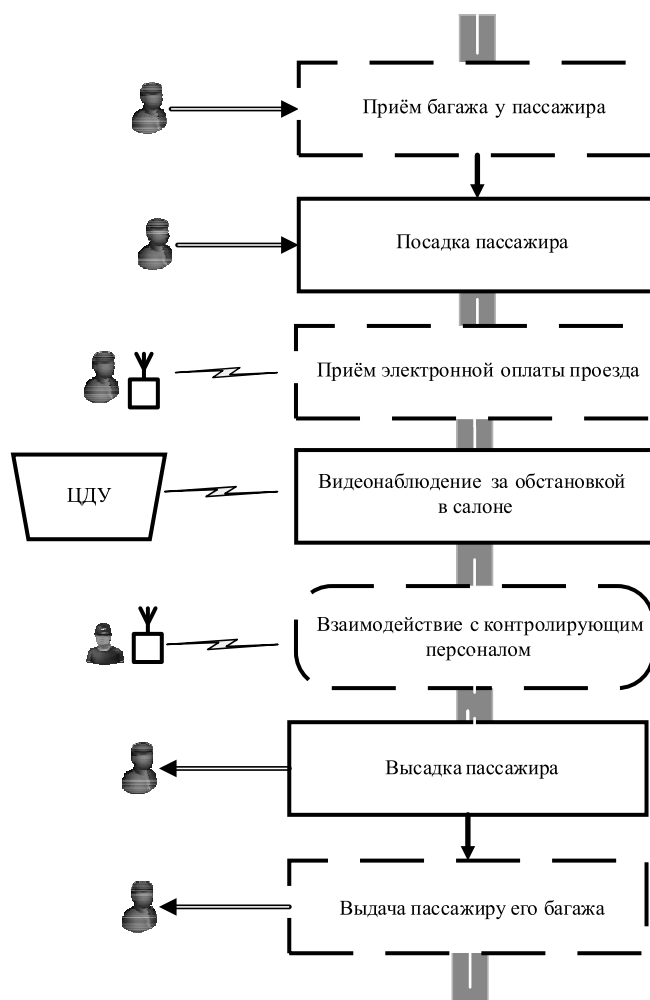
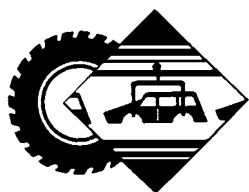


Рис. 7. Схема реализации функций, необходимых для высокоавтоматизированных транспортных средств, перевозящих пассажиров с багажом

матизированных систем эксплуатации ВАТС целесообразно проводить совместно с совершенствованием нормативно-правовой базы и созданием элементов наземной транспортной инфраструктуры, предназначенных для взаимодействия с указанными системами.

#### Литература

1. Концепция обеспечения безопасности дорожного движения с участием беспилотных транспортных средств на автомобильных дорогах общего пользования. Утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 25 марта 2020 г. № 724-р.
2. Комаров В.В. Внимание — опасные грузы! [Текст] / В.В. Комаров, С.А. Гараган // "Вестник ГЛОНАСС". 2014. № 2(18). — С. 42—52.
3. Федеральный закон от 08.11.2007 г. № 259-ФЗ "Устав автомобильного транспорта и городского наземного электрического транспорта".
4. Правила перевозок грузов автомобильным транспортом. Утв. Постановлением Правительства Российской Федерации от 15 апреля 2011 г. № 272.
5. Правила перевозок пассажиров и багажа автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом. Утв. Постановлением Правительства Российской Федерации от 14 февраля 2009 г. № 112.
6. Комаров В.В. Методические подходы к формированию понятийного аппарата в сфере создания и развития систем автоматизированного вождения автотранспортных средств [Текст] / В.В. Комаров, С.А. Гараган // Автомобильная промышленность. 2019. — № 10. — С. 11—20.



УДК 05.22.10

Таблица 3

## ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛУОСИ\*

**ДУБОВИК Е.А.**

Донской ГТУ (dubovik1982@list.ru)

*Рассматривается технология ремонтно-восстановительных работ по реновации полуоси легкового автомобиля на примере детали ВА3-2107.*

**Ключевые слова:** восстановление, операции, полуось, рено-деталь, технология.

**Dubovik E.A.**

## RECOVERY TECHNOLOGY OF SEMI-AXLE

*The technology of repair and restoration work on the renovation of the semi-axle of a passenger car is considered using the example of VAZ-2107 parts.*

**Keywords:** restoration, operation, axis, indetal, technology.

При механизированной наплавке открытой дугой электродная проволока непрерывно поступает в зону плавления. Этот способ позволяет выполнять наплавку поверхностей и кромок деталей в различных пространственных положениях, а также цилиндрических деталей. Кроме того, возможно визуальное наблюдение за ходом процесса.

Режимы сварки и наплавки во многом определяют качество деталей, восстановленных этими методами. Сварочный ток и диаметр электродной проволоки находятся в зависимости от толщины свариваемого металла и наплавки, числа слоев шва, химического состава наплавляемой детали. В зависимости от сварочного тока, напряжения питания дуги, диаметра и состава проволоки выбирают скорость подачи электродной проволоки с таким расчётом, чтобы обеспечить устойчивое горение дуги. Следует использовать источники питания с жёсткой внешней характеристикой: ПСГ-500-1, ПСУ-500, ВС-300, ВДГ-301, ВДГ-502, ВСЖ-303 и др.

Вылет электрода должен быть в пределах 8...15 мм и зависит от удельного электрического сопротивления электродной проволоки, её диаметра, силы тока. Расход углекислого газа, достаточный для защиты зоны сварки от азота воздуха, составляет 7...10 л/мин. С возрастом плотности сварочного тока расход газа должен увеличиваться.

В табл. 3 приведён маршрут восстановления детали "полуось" заднего моста легкового автомобиля ВА3-2107, а табл. 4 — принципиальный технологический процесс восстановления дефектов детали.

\* Окончание. Начало — см. АП, 2020, № 10

Дефект	Способ устранения	Наименование и содержание операции	Установочная база
Износ шлицев по толщине	Наплавка	Слесарная. Зачистить шлицевой конец до металлического блеска	Наружные цилиндр. поверхности
		Наплавка. Заплавить шлицы	Центровые отверстия
		Токарная. Проточить шлицевой конец под номинальный размер	То же
		Фрезерная. Фрезеровать шлицы	То же
		Шлифование шлицев	То же
		Мойка. Промыть деталь	—
Износ шейки под сальник	Хромировать	Шлифовальная. Шлифовать под "как чисто"	Центровые отверстия
		Хромирование. Подготовить деталь и хромировать шейку под сальник	Наружные цилиндр. поверхности
		Шлифовальная. Шлифовать шейку под сальник под номинальный размер	Центровые отверстия
		Мойка. Промыть деталь в содовом растворе	—

Таблица 4

Наименование операций и содержание переходов	Оборудование и инструмент	База и способ закрепления	Технические требования
005. Наплавочная	У-652	Механический зажим	—
1. Установить деталь в центрах	—	Центровые отверстия	Центровые отверстия детали соосны относительно друг друга
2. Наплавить металл по линии шлицев вдоль оси при периодическом вращении детали	—	Центровые отверстия	Толщина слоя при наплавке под флюсом не более 1 мм
010. Шлифовальная	КШС 3В151	Механический зажим	—
1. Установить деталь в центрах	—	Центровые отверстия	Центровые отверстия детали соосны относительно друг друга
2. Шлифовать по наружному диаметру	Шлифовальный круг	Центровые отверстия	—
015. Контрольная	—	—	—
1. Проверить наружный диаметр	Микрометр 50—75 мм	—	—

Операция		Оборудование	Приспособле- ния	Инструмент	
№	Наименование и содержание			Рабочий	Измерительный
005	Токарная. Выправить центровые отверстия (при необходимости)	Токарно-винторезный станок 16K20	Самоцентрирующий патрон	Сверло центровочное комбинированное	Токарная. Выправить центровые отверстия (при необходимости)
010	Слесарная. Зачистить шлицевой конец до металлического блеска	Пневмошлифмашина ПШМ-60	Тиски машинные	Круг зачистной 60×5×10	Слесарная. Зачистить шлицевой конец до металлического блеска
015	Наплавка. Заплавить шлицевые канавки шлицевой части с перекрытием на наружную поверхность	Переоборуд. токарно-винторезный станок 16616, выпрямитель ВСА-600/300	Наплавочная головка А-409, центры	Проволока Нп-30ХГСА,	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1
020	Слесарная. Править шлицевой конец (при необходимости)	Пресс СР1800	Приспособление участка	—	Индикатор биения шлицевой шейки
025	Термическая. Отжечь шлицевой конец при помощи Т.В.Ч.	Высокочастотная установка ЛЗ-2-67	Подвеска для мойки деталей	—	—
030	Токарная. Проточить шлицевой конец под номинальный размер	Токарно-винторезный станок 1К62	Поводковый патрон с поводком, центрами	Проходной прямой резец с пластиной Т15К6	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1
035	Фрезерная. Фрезеровать 10 шлицев на шлицевой части	Универсально-фрезерный станок 6М82Г	Делительная головка УДГ-160	Фреза дисковая пазовая Р6М5	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1
045	040. Моечная. Термическая. Закалить шлицевой конец при помощи Т.В.Ч. в масле и отпустить на воздухе	Ванна. Высокочастотная установка. ЛЗ-2-67, ванна для закалики деталей в масле	Подвеска для мойки деталей Подвеска для закалики деталей	—	Твёрдомер
050	Шлифовальная. Шлифовать шлицы под номинальный размер	Плоскошлифовальный станок 3731	Поводковый патрон	Круг шлифовальный ПП 100×5×32 Э40-25 61-6М2К	Калибр НЕ 5,70 мм. Микрометр МК (ГОСТ 6507—60) с пределами измерений 0—25 мм
055	Моечная	Ванна	Подвеска для мойки деталей	—	—
060	Шлифовальная. Шлифовать шлицевой конец детали по наружному диаметру до номинального размера	Круглошлифовальный станок 3Б151	—	Шлифовальный круг ПП 630×63×32 ЭК36-60 СМ1	Микрометр МК с пределами измерений 25—50
065	Шлифовальная. Шлифовать шейку под сальник "как чисто"	Круглошлифовальный станок 3Б151	Поводковый патрон с поводком, центрами	Шлифовальный круг ПП 100×20×32 ЭК36-60 СМ1	Микрометр МК с пределами измерений 0—25 мм
070	Гальваническая. Подготовить и хромировать шейку под сальник	Ванны для обезжиривания, хромирования, декопирования, промывки	Подвеска для хромирования	Кисть для изоляции	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1, микрометр МК с пределами измерений 25—50 мм
075	Мойка. Промыть деталь	Ванна с содовым р-ром	Подвеска для мойки деталей	—	—
080	Шлифовальная. Шлифовать шейку под номинальный размер	Круглошлифовальный станок 3Б151	Поводковый патрон с поводком, центрами	Шлифовальный круг ПП 100×20×32 ЭК36-60 СМ1	Микрометр МК с пределами измерений 0—25 мм, калибр-скоба НЕ 25Х ГОСТ 2015—84
085	Мойка. Промыть деталь в содовом растворе	Ванна с водой	Подвеска для мойки деталей	—	—

Полностью технологический процесс восстановления данной детали представлен в табл. 5.

Восстановление шлицев автоматической наплавкой производится на переоборудованных токарных станках, где осуществляется главное вращательное движение и движение подачи вдоль оси наплавляемого изделия. Поэтому элементы технической нормы имеют особенности нормирования сварки и токарной обработки. Для определения машинного времени  $t_0$  необходимо знать скорость наплавки  $V_n$ , частоту вращения детали  $n$ , подачу  $S$  на один оборот (на шаг наплавки) и толщину наплавки  $t$ . А для определения скорости на-

Таблица 6

Переход №	Содержание перехода
1	Установить деталь в центра переоборудованного токарно-винторезного станка
2	Заплавить продольно поочередно шлицевые канавки шлицевой части с перекрытием на наружную поверхность в среде защитного газа
3	Измерить шлицевой конец штангенциркулем ШЦ-1-125-0,1
4	Снять деталь

№	Формула	Примечания
1	$K_d = f(K_n K_b K_{cc})$	$K_d$ — коэффициент долговечности; $K_n$ — коэффициент износостойкости, $K_b$ — коэффициент выносливости; $K_{cc}$ — коэффициент сцепляемости
2	$t = I_{max} + \Delta$	$t$ — толщина наплавляемого металла; $I_{max}$ — максимальный износ партии изношенных деталей; $\Delta$ — припуск на обработку
3	$h = z + 2z_b + u$	$z$ — припуск, зависящий от способа наращивания; $2z_b$ — припуск на механическую обработку; $u$ — величина износа
4	$L = (F_{вн} + F_n) \frac{n}{\pi D_{cp}} + 2z_b + z$	$F_{вн} + F_n$ — площадь поперечного сечения шлицевой впадины и изношенной части вала; $D_{cp}$ — средний диаметр шлицевой поверхности; $n$ — количество шлицевых впадин
5	$G_{pm} = \frac{I \alpha_n}{60}$	$I$ — сила тока; $\alpha_n$ — коэффициент наплавки
6	$Q_{pm} = G_{pm} / \gamma$	$\gamma$ — плотность расплавленного металла
7	$V = \frac{Q_{pm}}{0,785 d^2}$	$d$ — диаметр проволоки
8	$S = (1,2 \dots 2,0) d$	—
9	$T_b = \frac{L}{V_n} i$	$L$ — длина наплавки; $V_n$ — скорость наплавки; $i$ — количество слоёв наплавки
10	$L = \frac{\pi D l}{S}$	$D$ — диаметр наплавляемой детали; $l$ — длина наплавляемой шейки; $S$ — шаг наплавки
11	$V_{np} = \frac{0,1 I U}{d_{np}}$	$I$ — сила тока; $U$ — напряжение; $d_{np}$ — диаметр проволоки
12	$V_n = \frac{0,785 d_{np}^2 V_{np} \eta}{h S \alpha}$	$\eta$ — коэффициент перехода электродного материала в наплавленный металл; $h$ — толщина наплавленного слоя (без механической обработки); $S$ — шаг наплавки; $\alpha$ — коэффициент, учитывающий отклонения фактической площади сечения наплавленного слоя от площади четырёхугольника с высотой $h$
13	$h = \frac{d_1 - d}{2}$	$d_1, d$ — диаметр детали после и до обработки
14	$v = v_{табл} k_1 k_2 k_3$	$v_{табл}$ — табличное значение скорости резания; $k_1$ — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; $k_2$ — коэффициент, зависящий от стойкости инструмента; $k_3$ — коэффициент, зависящий от отношения длины резания к диаметру
15	$n_r = \frac{1000 v}{\pi d_1}$	—
16	$V_\phi = \frac{\pi d n_\phi}{1000}$	—
17	$P_z = P_{табл} K_1 K_2$	$P_{табл}$ — табличное значение силы резания; $K_1$ — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; $K_2$ — коэффициент зависящий от скорости резания и переднего угла
18	$N_{рез} = \frac{P_z V_\phi}{6120}$	—
19	$N_{рез} \leq N_{дв} \eta$	$N_{дв}$ — мощность электродвигателя; $\eta$ — КПД станка
20	$V_{рез}^{ск} = V_{рез}^{таб} K_1 K_2 K_3$	$K_1$ — коэффициент корректирования в зависимости от обрабатываемого материала металла; $K_2$ — коэффициент корректирования в зависимости от обрабатываемого материала фрезы; $K_3$ — коэффициент корректирования в зависимости от охлаждения
21	$n_p = \frac{1000 V_{рез}^{ск}}{\pi D_\phi}$	—
22	$S = \beta B$	$\beta$ — коэффициент, определяющий долю ширины шлифовального круга; $B$ — высота круга
23	$v_d = \frac{C_y d^k}{T^m t^{x_y} \beta^{y_y}}$	$C_y$ — постоянная величина, зависящая от обрабатываемого материала, характера круга и вида шлифования; $d$ — диаметр обрабатываемой поверхности; $T$ — стойкость шлифовального круга; $t$ — глубина шлифования
24	$T_0 = \frac{1000 h \gamma}{\varepsilon T S \eta}$	$h$ — толщина наращиваемого слоя на сторону; $\gamma$ — плотность осаждаемого металла; $\varepsilon$ — электрохимический эквивалент осаждаемого металла; $S$ — площадь хромирования; $I$ — сила тока; $\eta$ — выход металла по току
25	$T_n = \frac{K_{пз} (T_0 T_1)}{n_d n_n}$	$K_{пз}$ — коэффициент подготовительно-заключительного времени; $T_1$ — время на загрузку и выгрузку деталей; $n_d$ — число деталей, одновременно наращиваемых в ванне; $n_n$ — коэффициент использования ванны

плавки необходимо знать скорость подачи проволоки  $V_{пр}$  и коэффициент наплавки  $\alpha_n$ . Операция 015 подробно описана в табл. 6.

Объём массы  $G_{рм}$ , г/с, расплавленного металла определяется по формуле 5 (см. табл. 7). Расход расплавленного металла  $Q_{рм}$ , м<sup>3</sup>/с, вычисляем по формуле 6. Скорость подачи электродной проволоки  $v$ , м/с, находим по формуле 7. Подача (шаг наплавки)  $S$ , мм, рассчитывается по формуле 8, скорость наплавки  $V_n$ , м/с, — по формуле 9, основное время наплавки — по формуле 9. При наплавке тел вращения длина наплавленного валика определяется по формуле 10, скорость подачи электродной проволоки  $V_{пр}$ , м/ч, — по формуле 11, скорость наплавки  $V_n$ , м/ч, — по формуле 12.

На операции 030 (токарной) для последующей механической обработки реновируемую деталь устанавливают в центрах токарно-винторезного станка и обтачивают проходным резцом до 29,3 мм на длине 18 мм с припуском под шлифование. Определение припуска на обработку на сторону выполняется по формуле 13, скорости резания  $v$ , м/мин, — по формуле 14, теоретической частоты вращения шпинделя  $n_t$ , мин<sup>-1</sup>, — по формуле 15, фактической скорости резания  $V_{ф}$ , м/мин, — по формуле 16, осевой силы резания  $P_z$ , Н — по формуле 17, мощности резания  $N_{рез}$ , кВт, — по формуле 18. Достаточность мощности станка проверяем по формуле 19. Вывод: реализация назначенного режима возможна.

На операции 035 выполняется фрезерование шлицевых впадин по ширине после наплавки. Шлицевой конец обточен до диаметра 29,3 мм. Число пазов — 18. Длина пазов  $l = 18$  мм. Внутренний диаметр 26,35 мм.

Определяем скорректированную скорость резания по формуле 20, частоту вращения  $n_p$ , мин<sup>-1</sup>, шпинделя станка — по формуле 21. Корректируем частоту вращения шпинделя по паспорту станка  $n_p = 160$  мин<sup>-1</sup>.

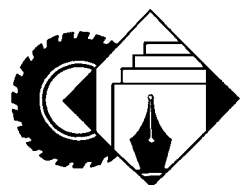
Для операции 055 — шлифование шлицевого конца после наплавки по наружному диаметру — вычисляем продольную подачу  $S$ , мм/об, по формуле 22, скорость вращения обрабатываемой детали  $v_d$ , м/мин, — по формуле 23. Значение коэффициента  $C_y$  и показателей степени  $k$ ,  $m$ ,  $x_y$ ,  $y_y$  принимаются из таблиц по справочнику.

Для гальванического хромирования (операция 065) находим продолжительность осаждения покрытия  $T_0$ , ч, по формуле 24 и норму времени  $T_n$ , ч, — по формуле 25.

Рассмотренная технология ремонтно-восстановительных работ позволяет в той или иной степени поддерживать исправное состояние полуосей заднего моста легковых автомобилей ВАЗ.

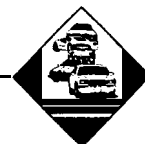
### Литература

1. Кузнецов А.С. Техническое обслуживание и ремонт автомобиля: в 2 ч. Ч. 1: учебник для студентов учреждений проф. образования / А.С. Кузнецов. — 5-е изд., стер. — М.: Издательский центр "Академия", 2017. — 368 с.
2. Ярошевич В.К. Технология производства и ремонта автомобилей: Учебник В.К. Ярошевич, А.С. Савич, В.П. Иванов. — Минск: Адукацыя і выхаванне, 2011. — 592 с.
3. Режимы резания металлов: справочник под редакцией Ю.В. Барановский. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: НИИТавтопром, 1995. — 456 с.
4. Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Машиностроение. В 2-х томах, Том 1, 4-е издание, 1986. — 656 с.



## ИНФОРМАЦИЯ

### Коротко о разном



"GasStuf", единственная в России и крупнейшая в Европе международная специализированная выставка газобаллонного, газозаправочного оборудования и техники на газомоторном топливе прошла в октябре 2020 г. в московском выставочном центре "Крокус Экспо" при поддержке министерств Энергетики, Промышленности и торговли РФ, правительства Московской области, Ассоциации организаций в области газомоторного топлива "Национальная газомоторная ассоциация", Союза предприятий газомоторной отрасли, Союза организаций нефтегазовой отрасли "Российское газовое общество".



На площадке "GasStuf" представители компаний впервые после продолжительного перерыва получили возможность встретиться лично со своими партнерами. Газобаллонное, газозаправочное оборудование и технику на газомоторном топливе представили более 35 фирм из 6 стран мира: России, Италии, Узбекистана, Белоруссии, Чехии, Кореи. Это — ведущие отечественные и зарубежные производители и поставщики, среди которых: "Газпром газомоторное топливо", "Фрново Газ", НПК "Лен-

промавтоматика", "Торговый Дом Еврогаз", "Грасис", "Витковиче Рус", ГК "АТС", "ПромТехСервис", "Мониторинг Вентиль и Фитинг", "БАРПЕНС", "Граф", НПК "Ника", "Газовые транспортные системы", "Сеспель", "М-Транс", "КС2 Инжиниринг", "Центр компрессорных технологий", KEIA (Korea Environmental Industry Association) и др. Ряд компаний впервые представил свою продукцию на данной выставке. Это: "Газпром газомоторное топливо", ГК "Альтернативные Топливные Системы", "Газовые Транспортные Системы", "КС2 Инжиниринг", "Центр компрессорных технологий", KEIA.

Выставка традиционно продемонстрировала широкий выбор газобаллонного и газозаправочного оборудования в России. На своих стендах участники представили: баллоны высокого давления для КПП для автомобильной промышленности (от 17 до 160 л, рабочее давление до 300 бар), КПП для АГНКС и других применений СПГ (от 50 до 190 литров, рабочее давление 450 кгс/см<sup>2</sup>); компрессоры природного газа для заправки автотранспорта, контроллер последовательного впрыска газа EG INJECTO 48.8, скоростные форсунки EG2000, новые ультразвуковые датчики уровня газа KS2 PROP, газозаправочную колонку ЛПА-ГЗК и многое другое. Свои новые разработки представила фирма "Фрново Газ": современные компрессоры и технические решения для АГНКС, а также безмасляные компрессоры для различного промышленного применения. "Витковиче Рус", ГК "АТС" и "ПромТехСервис" представили на объединённом стенде современное газобаллонное оборудование, услуги по проектированию АГНКС и газовый автомобиль "Лада". На коллективном региональном стенде KEIA корейские компании представили газобаллонное, газозаправочное оборудование (компрессоры), транспортные средства, работающие на природном газе и водороде. Коммерчес-

кий и пассажирский транспорт, а также спецтехнику на ГМТ показали: Сеспель, М-Транс, ГТС.

В рамках выставки состоялся Форум "Транспорт на газомоторном топливе" с участием известных специалистов газомоторной отрасли. В течение трёх дней обсуждались актуальные вопросы рынка газомоторного топлива, расширения газозаправочной инфраструктуры, увеличения парка транспорта и техники на газомоторном топливе, переоборудования и эксплуатации транспортных средств. В частности, речь шла о том, как выстроить синхронную работу государства, регионов и бизнеса для достижения целевых показателей и развития рынка; как реализовать потенциал СПГ; как повысить эффективность эксплуатации газифицированного парка транспортных средств коммерческого (грузового и пассажирского) и специального транспорта.



Следующая выставка "GasStuf" пройдет 26–28 октября 2021 г. в московском КВЦ "Сокольники".

# Содержание

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

**Кругликов К.И., Лебедев Д.В., Ватагин А.А., Лебедев А.Е.** — Мелкосерийное производство автомобилей стапельным методом ..... 1

## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

**Тарасик В.П., Пузанова О.В.** — Влияние характеристик управления фрикционными гидромеханической передачи на показатели эффективности их функционирования ..... 4

**Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Иванов А.Г.** — Синтез кинематических схем планетарных коробок передач с четырьмя степенями свободы ..... 12

**Черепанов Л.А., Гордеев Д.А.** — Теоретическое исследование проезда автомобилем единичной неровности ..... 15

**Дубин А.Е., Нестеров В.Е.** — Управление с компенсацией дрейфа для арктических амфибий на воздушной подушке ..... 21

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

**Курносоев Н.Е., Тарнопольский А.В.** — Устройство для подогрева ДВС перед пуском при низких температурах ..... 27

**Комаров В.В., Гараган С.А.** — Система обеспечения безопасности дорожного движения при организации пассажирских и грузовых автомобильных перевозок с использованием высокоавтоматизированных транспортных средств ..... 30

## ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

**Дубовик Е.А.** — Технология восстановления полуоси ..... 36

## ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном ..... 39

Главный редактор **Н.А. ПУГИН**

Зам. главного редактора **Р.В. Козырев**

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В.** — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
**Бахмутов С.В.** — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"  
**Гируцкий О.И.** — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ  
**Гладков В.И.** — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"  
**Ковригин А.С.** — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"  
**Комаров В.В.** — канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе  
**Коровкин И.А.** — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"  
**Котиев Г.О.** — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
**Круглов С.М.** — зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"  
**Ксенович Т.И.** — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"  
**Мамити Г.И.** — д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)  
**Марков В.А.** — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
**Сорокин Н.Т.** — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России  
**Тер-Мкртчян Г.Г.** — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"  
**Титков А.И.** — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"  
**Топалиди В.А.** — канд. техн. наук, ТАДИ  
**Филимонов В.Н.** — ответственный секретарь "АП"

## Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б.** — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси  
**Егоров А.Н.** — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"  
**Захарик А.М.** — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"  
**Кухаренок Г.М.** — д-р техн. наук, профессор БНТУ  
**Маринов П.Л.** — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси  
**Николаев Ю.И.** — главный конструктор ОАО "МЗКТ"  
**Сазонов И.С.** — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)  
**Харитончик С.В.** — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор **Шацкая Т.А.**

Корректор **Сажина Л.И.**

Сдано в набор 09.09.2020. Подписано в печать 12.11.2020.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Авансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)

## ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: [avtoprom-atd@mail.ru](mailto:avtoprom-atd@mail.ru)

[www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.