

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство  
"Инновационное машиностроение"

Главный редактор **И. Ф. ГУМЕРОВ**, канд. техн. наук,  
заместитель генерального директора ПАО "КАМАЗ" —  
директор по развитию

Заместитель главного редактора **А. С. САВЧЕНКО**

### Редакционный совет

**В. С. Антипенко**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Е. В. Балакина**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Д. Х. Валеев**,  
д-р техн. наук  
**Ю. Э. Васильев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**С. М. Гайдар**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Л. В. Грехов**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В. А. Зорин**,  
д-р техн. наук, проф.  
**М. Ю. Карелина**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Н. Т. Катанаев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В. Н. Козловский**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В. В. Комаров**,  
канд. техн. наук  
**А. В. Кочетков**,  
д-р техн. наук, проф.

**В. А. Марков**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Л. Б. Миротин**,  
д-р техн. наук, проф.  
**А. Н. Новиков**,  
д-р техн. наук, проф.  
**А. Н. Ременцов**,  
д-р пед. наук, проф.  
**О. Н. Румянцева**,  
генеральный директор  
ООО "Издательство  
"Инновационное  
машиностроение"  
**А. Ф. Синельников**,  
канд. техн. наук, проф.  
**А. А. Солнцев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В. С. Устименко**,  
канд. техн. наук  
**Х. А. Фасхиев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Н. Д. Чайнов**,  
д-р техн. наук, проф.

### Корпункт:

Я. Е. Карповский (г. Минск)

### Адрес редакции:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12  
Тел. (499) 269-48-96  
E-mail: [gruzovik@mashin.ru](mailto:gruzovik@mashin.ru); [gruzovik.mashin@gmail.com](mailto:gruzovik.mashin@gmail.com),  
<http://www.mashin.ru>

### Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2  
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой  
по надзору в сфере связи, информационных технологий  
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор).  
Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955  
от 09.12.2015 г.

### Подписной индекс:

по объединенному каталогу  
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,  
"Грузовик", 2021

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при  
обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При  
перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.  
За содержание рекламных материалов ответственность несет  
рекламодатель.

## В НОМЕРЕ:

### Конструкция

**3** *Евсеев К. Б.* К вопросу о формировании  
технического облика наземных транс-  
портных средств, предназначенных для  
внедорожных контейнерных перевозок

**9** *Бурьян В. А., Малаховский С. Л.,  
Лукьянов А. И., Балабенко Д. С., Пуйман Д. В.*  
Перспективы востребованности компетен-  
ций в области разработки и производства  
гидромеханических передач

### Исследования. Расчет

**17** *Козловский В. Н., Брачунова У. В., Криц-  
кий А. В., Саксонов А. С.* Математическая  
имитационная модель оценки зарядного  
баланса автомобиля

**27** *Мамити Г. И., Маргиев Э. А., Сланов С. А.*  
Использование инновационных достиже-  
ний в теории движения автомобиля

**31** *Романченко М. И.* Моделирование параме-  
тров свободного, ведомого и тормозного  
режимов качения колеса с учетом несим-  
метричности эпюры нормальных реакций

### Спецтехника

**41** *Тиллов К. З., Кондаков С. В.* Методика  
расчета устойчивости экскаватора, обо-  
рудованного конусным раскатчиком

**45** *Семенов Д. А.* Вилочный погрузчик с мо-  
дернизированным рабочим органом

### Информация

**48** Выставки. Конференции. Презентации



## SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House  
"Innovative Engineering"

Editor-in-Chief I. F. GUMEROV, cand. tehn. s.,  
deputy general director JSC "KAMAZ" —  
director of development

Deputy Editor-in-Chief A. S. SAVCHENKO

### Editorial council

V. S. Antipenko,

dr. en. s., prof.

E. V. Balakina,

dr. en. s., prof.

D. H. Valeev,

dr. en. s.

Ju. E. Vasilyev,

dr. en. s., prof.

S. M. Gaidar,

dr. en. s., prof.

L. V. Grekhov,

dr. en. s., prof.

V. A. Zorin,

dr. en. s., prof.

M. Ju. Karelina,

dr. en. s., prof.

N. T. Katanaev,

dr. en. s., prof.

V. N. Kozlovsky,

dr. en. s., prof.

V. V. Komarov,

cand. tehn. s.

A. V. Kochetkov,

dr. en. s., prof.

V. A. Markov,

dr. en. s., prof.

L. B. Mirotin,

dr. en. s., prof.

A. N. Novikov,

dr. en. s., prof.

A. N. Rementsov,

dr. hab. phd in en. s.

O. N. Rumyantseva,

gen. dir. JSC "Publisher

"Innovative Engineering"

A. F. Sinelnikov,

cand. tehn. s., prof.

A. A. Solntsev,

dr. en. s., prof.

V. S. Ustymenko,

cand. tehn. s.

J. A. Faskhiyev,

dr. en. s., prof.

N. D. Chaynov,

dr. en. s., prof.

## CONTENTS:

### Design

- 3 *Evseev K. B.* On the formation of the design of land vehicles for off-road container transportation

- 9 *Burian V. A., Malakhovsky S. L., Lukyanov A. I., Belabenko D. S., Puiman D. V.* Prospects for the demand for competencies in the development and production of hydromechanical transmissions

### Research. Calculation

- 17 *Kozlovsky V. N., Brachunova U. V., Kritskiy A. V., Saksonov A. S.* Mathematical simulation model for assessing the charge balance of a passenger car

- 27 *Mamiti G. I., Margiev E. A., Slanov S. A.* Using innovative achievements in the theory of car movement

- 31 *Romanchenko M. I.* Modeling the parameters of the free, driven and braking modes of wheel rolling, taking into account the asymmetry of the diagram of normal reactions

### Spectechnika

- 41 *Tilloev K. Z., Kondakov S. V.* Method of calculating the stability of an excavator equipped with a cone roller

- 45 *Semenov D. A.* Forklift loader with upgrade working equipment

### Information

- 48 Exhibitions. Conferences. Presentations



### Correspondent's office:

Ya. E. Karpovsky (Minsk)

### Address of the editorial office:

107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12  
Ph. (499) 269-48-96  
E-mail: [gruzovik@mashin.ru](mailto:gruzovik@mashin.ru); [gruzovik.mashin@gmail.com](mailto:gruzovik.mashin@gmail.com);  
<http://www.mashin.ru>

### Address of publishing house:

107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2  
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).

Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

### Subscription index:

according to the integrated catalog  
"Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House,  
"Truck", 2021

## К ВОПРОСУ О ФОРМИРОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЛИКА НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ВНЕДОРОЖНЫХ КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК

*В статье обосновывается актуальность внедорожных контейнерных перевозок наземными безрельсовыми транспортными средствами и массогабаритные параметры перевозимого груза. Для исследования значимости эксплуатационных свойств разрабатывается иерархия комплексного свойства подвижности, которая разделена на уровни свойств. С учетом иерархии свойств определяются измерители, показатели которых могут быть использованы для определения приоритетного технического решения транспортных средств для контейнерных перевозок. В статье приводится классификация гусеничных машин и гусеничных поездов с анализом конструктивно-компоновочных решений. В результате сформированы варианты технического облика транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок.*

**Ключевые слова:** контейнерные перевозки, гусеничные машины, гусеничные поезда, подвижность, проходимость, движение вне дорог, конструктивно-компоновочные решения, эксплуатационные свойства.

*The article substantiates the relevance of off-road container transportation by ground railless transport vehicles and weight-size parameters of the transported cargo. A hierarchy of complex mobility properties is developed to investigate the significance of performance properties, which is divided into levels of properties. Taking into account the hierarchy of properties, the measuring instruments are determined, the indicators of which can be used to determine the priority technical solution for container transportation vehicles. The article provides a classification of tracked vehicles and tracked trains with the analysis of their design and layout variants. As a result, variants of the concepts of vehicles for off-road container transportation have been formed.*

**Keywords:** container transportation, tracked vehicles, tracked trains, mobility, cross-country ability, off-road driving, design and layout solutions, performance properties.

---

Ссылка для цитирования

Евсеев К. Б. К вопросу о формировании технического облика наземных транспортных средств, предназначенных для внедорожных контейнерных перевозок // Грузовик. — 2021. — № 7. — С. 3—8.

---

### Актуальность контейнерных перевозок транспортными средствами

Во всем мире с каждым годом возрастает объем контейнерных перевозок, строятся новые объекты терминальной инфраструктуры для обработки морского и железнодорожного транспорта с целью доставки контейнерных грузов удаленному потребителю. За последние 30 лет произошел значительный рост контейнерных перевозок, более чем в 9 раз и по отношению к другим видам перевозок более чем в 2,5 раза [1]. Наиболее часто для грузоперевозок используются стандартные контейнеры: 20-, 40- и 45-футовые, соответствующие международно-

му стандарту ISO 668:1995 (ГОСТ Р 53350—2009). Обозначения этих контейнеров и их массогабаритные характеристики приведены в табл. 1.

С экономической точки зрения наиболее целесообразна возможность перевозки контейнеров с использованием одного универсального высокоподвижного транспортного средства, позволяющего обеспечить перевозку как одного 45-футового контейнера, так и одновременную перевозку двух 20-футовых контейнеров. Для обеспечения возможности перевозки указанных контейнеров вне дорог необходимо использовать высокоподвижные транспортные средства, грузоподъемность которых определяется суммарной массой брутто двух 20-футовых контейнеров (61 т), а не-

**Обозначения контейнеров и их массогабаритные размеры**

Название	Обозначение	Габаритные размеры (Д×Ш×В), мм	Масса брутто, кг
45-футовый	1EEE	13 716×2438×2896	30 480
40-футовый	1AAA	12192×2438×2896	30 480
20-футовый	1CC	6058×2438×2591	30 480

обходимые габаритные размеры транспортной платформы определяются габаритными размерами 45-футового контейнера.

Известно, что использование современных многоосных колесных транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок ограничено [2], так как они обладают недостаточным уровнем проходимости, что не позволяет им осуществлять контейнерные перевозки по неподготовленным грунтовым опорным основаниям.

В связи с этим для контейнерной перевозки грузов вне дорог целесообразным является использование гусеничных машин и гусеничных поездов, а принимая во внимание длину перевозимого груза и его массовые параметры целесообразно использовать только специальных гусеничных поездов.

Кроме этого, одними из перспективных направлений развития наземных безрельсовых транспортных средств для контейнерной грузоперевозки является переход к беспилотному движению, в том числе с использованием тягового электропривода в конструкции поездов. Движение таких транспортных средств на текущем этапе развития науки и техники возможно преимущественно с использованием технологии "Follow me", когда траектория движения определяется машиной-лидером, двигающейся впереди беспилотного гусеничного поезда, который с использованием дистанционного управления и автоматизированного управления поддерживает заданную машиной-лидером траекторию движения.

В связи с этим необходимость в научно обоснованных технических решениях по формированию конструктивного облика гусеничных поездов, предназначенных для внедорожных контейнерных перевозок на этапе научно-исследовательских работ, является актуальной научной проблемой.

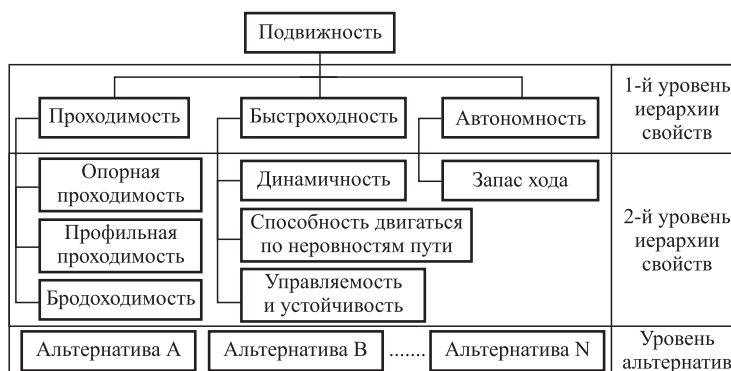
### **Иерархия эксплуатационных свойств гусеничных машин и гусеничных поездов**

Специальное транспортное средство для внедорожных контейнерных перевозок, как

и любое другое транспортное средство, характеризуется совокупностью различных эксплуатационных свойств: подвижностью, надежностью, технико-экономическими свойствами и др. В зависимости от функционального назначения машины при оценке эффективности принятых технических решений необходимо учитывать определенную совокупность наиболее важных свойств, значимость которых определяется условиями эксплуатации. Для определения приоритетов свойств была разработана научно обоснованная иерархия эксплуатационных свойств, характерная для рассматриваемых транспортных средств (ТС) [3].

Окончательно иерархическая структура эксплуатационных свойств ТС, предназначенных для контейнерных перевозок, представлена на рис. 1. Для исследования значимости эксплуатационных свойств выделены два уровня критериев (свойств) и уровень альтернатив (вариантов конструктивно-компоновочных решений ТС для контейнерных перевозок). Исследование значимости эксплуатационных свойств может быть осуществлено на основании экспертных оценок методом анализа иерархий [4].

Из перечня основных измерителей, раскрывающих различные свойства, выделим те, которые целесообразно использовать при сравнении перспективных гусеничных машин и гусеничных



**Рис. 1. Иерархия эксплуатационных свойств ТС, предназначенных для контейнерных перевозок**

# КОНСТРУКЦИЯ

поездов для контейнерных перевозок, и определим необходимые значения показателей отдельных свойств, которым должны соответствовать гусеничные машины и гусеничные поезда, чтобы их подвижность была не хуже существующих колесных машин.

Анализируя существующие колесные машины требуемой грузоподъемности, можно определить некоторые показатели, которым должны соответствовать гусеничные машины и гусеничные поезда, окончательно, при анализе значимости

показателей эксплуатационных свойств ТС будем ограничиваться измерителями, приведенными в табл. 2.

## Анализ конструктивно-компоновочных решений для гусеничных поездов

Как отмечалось выше, экономически целесообразно обеспечить перевозку вне дорог как одного 45-футового контейнера, так и одновременную перевозку двух 20-футовых контейнеров, таким

Таблица 2

Измерители и показатели подвижности для определения приоритетного технического решения ТС, предназначенных для контейнерных перевозок

<b>Измеритель</b>
<b>Проходимость</b>
<b>Опорная проходимость</b>
Среднее давление на грунт, кг/см <sup>2</sup>
<b>Профильная проходимость</b>
Максимальная ширина преодолеваемого рва, м
Максимальная высота преодолеваемого эскарпа (вертикальной стенки), м
Максимальная высота преодолеваемого контрэскарпа, м
Максимальный угол преодолеваемого подъема, градус
Максимальный угол преодолеваемого косогора, градус
Максимальный угол при движении на спуске, градус
Минимальный радиус поворота гусеничной машины (тягача), м
Габаритная ширина коридора маневрирования, м
<b>Быстроходность</b>
<b>Динамичность</b>
Время разгона с места до заданной скорости движения, с
Путь торможения с заданной скоростью, км/ч
<b>Управляемость и устойчивость</b>
Критическая скорость движения при выполнении маневра "поворот", км/ч
Критическая скорость движения при выполнении маневра "переставка", км/ч
Критическая скорость движения при выполнении маневра "змейка", км/ч
<b>Автономность</b>
Запас хода, км

образом, грузоподъемность наземных транспортных средств должна составлять не менее чем 61 т, а длина транспортной платформы должна быть достаточной для перевозки 45-футового контейнера длиной не менее 13 716 мм.

Среди существующих многоосных колесных транспортных средств, которые могут обеспечить перевозку таких грузов, можно выделить следующие специальные колесные шасси: МЗКТ-79221 и КАМАЗ-7850 с колесной формулой 16×16.

Также для транспортировки таких грузов могут быть использованы колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности и тяжелые автопоезда, внешний вид и техническая характеристика которых приведены в работе [5], однако использование многоосных колесных транспортных средств для контейнерных перевозок тяжеловесных грузов требует наличия подготовленных дорог [2].

В работе [2] приведены зависимости, отражающие целесообразную область применения различных наземных безрельсовых транспортных средств с учетом их полной массы и несущей способности грунта, анализируя которые, можно установить, что кардинальное повышение проходимости ТС для внедорожных контейнерных перевозок в контексте повышения подвижности может быть осуществлено только за счет использования гусеничных машин или многозвенных гусеничных поездов.

Учитывая большую протяженность перевозимых контейнеров и их тяжеловесность, использование однозвенных гусеничных машин ограничено: требуется применение длиннобазных гусеничных машин, возможность поворота которых ограничена соотношением длины опорной поверхности гусеницы к ширине колеи ( $L/B$ ) [6]. Таким образом, повышение проходимости ТС для внедорожных контейнерных перевозок можно достичь только путем применения многозвенных гусеничных машин.

Рассмотрим возможные конструктивно-компоновочные решения для гусеничных поездов, предназначенных для контейнерных перевозок, и представим их классификацию с учетом существующей, приведенной в работах [7, 8].

Гусеничные поезда, предназначенные для контейнерных перевозок, классифицируются следующим образом [7, 8]: по числу подвижных звеньев, по числу шарнирных точек сцепки, по расположению шарнирных точек сцепки относительно подвижных звеньев, по способу поворота и по расположению груза.

Гусеничные поезда по числу подвижных звеньев классифицируются на:

- двухзвенные (рис. 2, а);
- трехзвенные (рис. 2, б, в);
- многозвенные (рис. 2, г).

Аналогичным образом гусеничные поезда классифицируются по числу шарнирных точек сцепки на:

- одношарнирные (см. рис. 2, а);
- двухшарнирные (см. рис. 2, б, в);
- многшарнирные (см. рис. 2, г).

По расположению точек сцепки относительно подвижных звеньев гусеничные поезда классифицируются на [9, 8]:

- прицепные (рис. 3, а);
- полуприцепные (седельные одношарнирные) (рис. 3, б);
- вагонные (седельные двухшарнирные) (рис. 3, в);
- прицепные с промежуточным звеном (рис. 3, г).

По способу поворота гусеничные поезда классифицируются следующим образом:

- кинематический способ, при котором осуществляется принудительное складывание звеньев

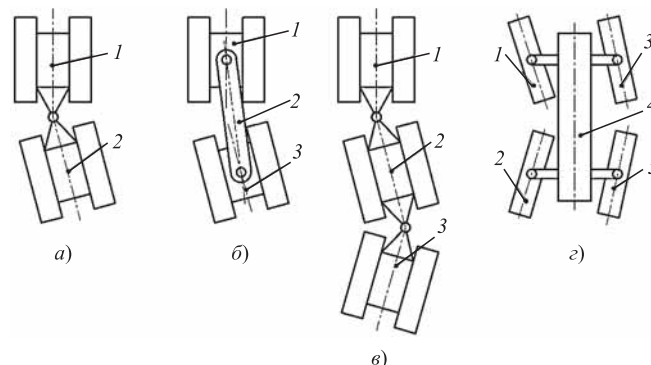


Рис. 2. Классификация гусеничных машин по числу подвижных звеньев (по числу точек сцепки)

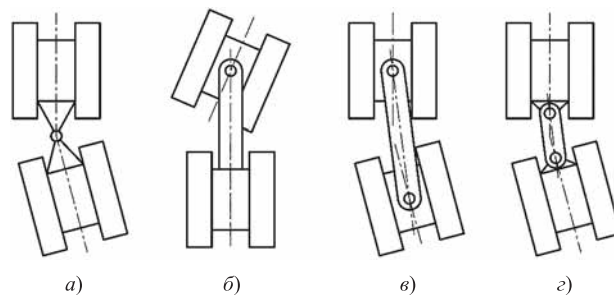


Рис. 3. Классификация гусеничных машин по расположению точек сцепки относительно подвижных звеньев



относительно друг друга с помощью исполнительных устройств;

— силовой способ, при котором криволинейное движение гусеничного поезда осуществляется в результате разницы подводимых моментов к ведущим колесам гусениц разных бортов;

— комбинированный способ, сочетающий предыдущие два.

По расположению груза гусеничные поезда классифицируются следующим образом:

— с отдельным расположением груза на каждом звене гусеничного поезда (рис. 4, а);

— с расположением моногруза на грузовой платформе седельного двухшарнирного гусеничного поезда (рис. 4, б);

— с расположением моногруза на грузовой платформе прицепного гусеничного поезда (рис. 4, в);

— с расположением моногруза на грузовой платформе полуприцепного звена гусеничного поезда (рис. 4, г);

— с расположением моногруза на грузовой платформе монокорпусного многозвенного шасси (рис. 4, д).

## Формирование технического облика гусеничных поездов, предназначенных для контейнерных перевозок

Каждый из возможных вариантов конструктивно-компоновочных решений для гусеничных поездов имеет определенные преимущества и недостатки, однако, учитывая массогабаритные характеристики перевозимого груза и назначение транспортных средств, можно определить варианты конструктивно-компоновочных решений, подходящие для рассматриваемых контейнерных перевозок.

Использование гусеничных поездов, выполненных по прицепной схеме с отдельным расположением груза на каждом звене гусеничного поезда (см. рис. 4, а), не позволяет обеспечить перевозку неделимого груза большой протяженности, которым является 45-футовый контейнер, поэтому в даль-

нейшем варианты гусеничных поездов, выполненные по такой схеме, рассматриваться не будут.

Гусеничные поезда, выполненные по прицепной схеме с использованием дополнительно установленной транспортной платформы, шарнирно соединенной со звеньями (см. рис. 4, в), обладают избыточными связями, которые накладывают ограничения на перемещения звеньев относительно друг друга, и имеют сложную конструкцию узла сочленения, поэтому применение такого конструктивно-компоновочного решения нецелесообразно по сравнению с гусеничным поездом, выполненным по седельной двухшарнирной схеме (см. рис. 4, б).

Существующие конструкции многозвенных монокорпусных гусеничных поездов (см. рис. 4, д) имеют малую грузоподъемность, такой вариант конструктивно-компоновочных решений является перспективным для мобильных роботов и сельскохозяйственной техники, например, четырехгусеничный трактор John Deere 8RX, поэтому гусеничные поезда, выполненные по такой схеме, в дальнейшем тоже рассматриваться не будут.

Гусеничные поезда, выполненные по седельной двухшарнирной схеме (см. рис. 4, б) и полуприцепной схеме (см. рис. 4, г), перспективны с точки зрения их использования для внедорожных контейнерных перевозок, не имеют явных недостатков, позволяющих их исключить из дальнейшего рассмотрения. Они могут быть выполнены с использованием различных способов поворота: кинематического, силового и комбинированного. Для определения приоритетного технического решения рассмотренных перспективных вариантов гусеничных поездов требуется проведение дальнейших исследований.

Таким образом, анализируя разработанную классификацию и существующие варианты конструктивно-компоновочных решений, выделим следующие объекты исследований:

— гусеничный поезд, выполненный по полуприцепной схеме;

— гусеничный поезд, выполненный по седельной двухшарнирной схеме.

В результате анализа иерархии эксплуатационных свойств, конструктивно-компоновочных решений современных гусеничных машин и с учетом выбранных объектов исследования можно сформировать технический облик исследуемых транспортных средств. Технический облик гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме, и гусеничного поезда, выполненного по седельной двухшарнирной схеме, представлены на рис. 5, а, б соответственно.

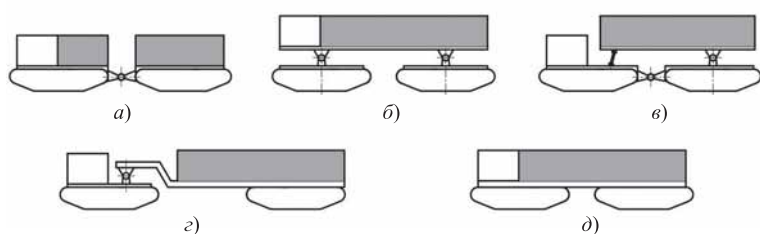


Рис. 4. Классификация гусеничных машин по расположению груза

# КОНСТРУКЦИЯ

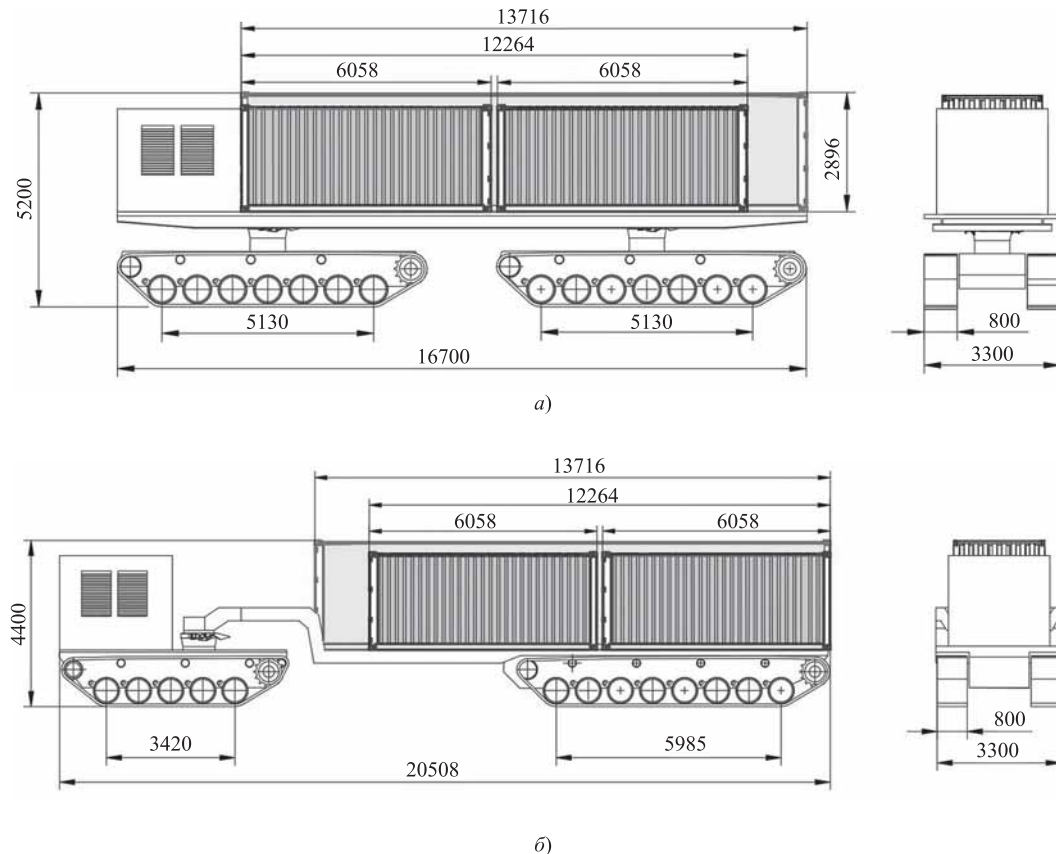


Рис. 5. Технический облик гусеничных поездов для контейнерных перевозок

Показатели второго уровня иерархии свойств комплексного свойства подвижности для рассматриваемых гусеничных поездов могут быть определены методами имитационного математического моделирования, что является направлениями дальнейших исследований.

## Заключение

В результате формирования технического облика транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок появляется необходимость прогнозирования их подвижности и анализа значимости эксплуатационных свойств рассматриваемых транспортных средств на этапе проведения научно-исследовательских работ. Разработанная иерархия эксплуатационных свойств разделена на два уровня свойств для оценки их значимости. Определены измерители свойств, которые целесообразно использовать в ходе проведения дальнейших исследований. В результате анализа иерархии эксплуатационных свойств, конструктивно-компоновочных решений современных гусеничных машин и с учетом выбранных объектов исследования был предложен технический облик

гусеничных поездов, выполненных по полуприцепной схеме и седельной двухшарнирной схеме.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Kato H., Shibasaki R., Ducruet C. Global logistics network modelling and policy. Quantification and analysis for international freight. Amsterdam: Elsevier, 2020. — 372 с.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. 2 изд. — М.: Машиностроение, 1989. — 280 с.
3. Евсеев К. Б. Иерархия эксплуатационных свойств транспортных средств для перевозки тяжелых неделимых грузов в условиях Крайнего Севера // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2021. — № 2 (133).
4. Саати Т. Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий. — М.: Радио и связь, 1993. — 1 с.
5. Белоусов Б. Н., Попов С. Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. — 727 с.
6. Никитин А. О. Теория танка. — М.: Военная Академия бронетанковых войск, 1962. — 590 с.
7. Тарасов В. В., Фаробин Я. Е. Исследование поворотливости сочлененных гусеничных машин // Вестник бронетанковой техники. — 1964. — № 1. — С. 47–55.
8. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1970. — 176 с.
9. Зубов П. П., Макаров В. С., Зезюлин Д. В. и др. Обзор существующих конструкций сочлененных гусеничных машин и рекомендации по выбору их параметров // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2015. — № 2 (109). — С. 170–176.



**В. А. Бурьян**, главный конструктор, **С. Л. Малаховский**, главный технолог,  
**А. И. Лукьянов**, заместитель главного технолога, **Д. С. Белабенко**, начальник отдела ГМП,  
**Д. В. Пуйман**, начальник бюро, ОАО "Минский завод колесных тягачей", г. Минск,  
Республика Беларусь

## ПЕРСПЕКТИВЫ ВОСТРЕБОВАННОСТИ КОМПЕТЕНЦИЙ В ОБЛАСТИ РАЗРАБОТКИ И ПРОИЗВОДСТВА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

*В статье приводятся объективные причины востребованности компетенций в области более старых типов трансмиссий, в том числе гидромеханических, обсуждается их конкурентоспособность в ближайшей и среднесрочной перспективе на примере деятельности Минского завода колесных тягачей.*

**Ключевые слова:** гидромеханическая передача, перспективы, компетенции, разработка, производство, преимущество, электромеханическая трансмиссия, электромобиль.

*The article provides objective reasons for the demand for competencies in the field of older types of transmissions, including hydromechanical ones, discusses their competitiveness in the short and medium term using the example of the activities of the Minsk Wheel Tractor Plant.*

**Keywords:** hydromechanical transmission, prospects, competencies, development, production, advantage, electromechanical transmission, electric vehicle.

Ссылка для цитирования

**Бурьян В. А., Малаховский С. Л., Лукьянов А. И., Белабенко Д. С., Пуйман Д. В.** Перспективы востребованности компетенций в области разработки и производства гидромеханических передач // Грузовик. — 2021. — № 7. — С. 9—16

### Введение

Современные тенденции в области трансмиссий для автомобилей связаны с применением гибридного и электрического привода. Применение таких технологий в перспективе должно позволить перейти от использования жидкого ископаемого топлива к альтернативным источникам энергии. Задача такого перехода решается за счет централизованного преобразования энергии в вид, доступный для использования отдельными потребителями в автомобильной технике. Концепция электротранспорта представляет собой один из вариантов такого решения.

Электрификация транспорта требует создания инфраструктуры для передачи энергии к местам зарядки транспорта, что затруднительно для техники, работающей в условиях бездорожья, труднопроходимой и слаборазведанной местности (характерные условия работы изделий ОАО "МЗКТ").

По информации [1] в Республике Беларусь (РБ) на данный момент зарегистрировано 450 электромобилей.

К концу 2020 г. планировалось, что их число возрастет до 2000. По информации [2], рынок новых электромобилей Российской Федерации (РФ) на ноябрь 2020 г. составлял 510 экземпляров. А продажи электромобилей с пробегом за первые семь месяцев 2020 г. составили 2515 экземпляров, что на 45,7 % больше, чем за аналогичных период 2019 г. [3]. С одной стороны, это говорит о развитии рынка электромобилей в странах Содружества независимых государств, с другой, сложно определить экономически целесообразный объем производства и потребность рынка. Стоит отметить, что речь идет в основном о легковом транспорте. Ведущие мировые компании, например ZF [4], рассматривают на данном этапе разработку и изготовление гибридных силовых установок на мощность до 160 кВт.

Имеются научные работы [5] с пессимистическим взглядом на использование электрического транспорта взамен классических магистральных тягачей на дизельной тяге. Как показано в [5], использование на магистральных тягачах электри-

ческого привода увеличивает снаряженную массу и, соответственно, уменьшает грузоподъемность. Таким образом, автомобиль с дизельным двигателем на данный момент является более эффективным с точки зрения производительности. Расположение тяжелых электрических накопителей энергии в нижней части автомобиля ухудшает профильную проходимость, а в верхней части — устойчивость за счет высокого центра тяжести. Это справедливо и в отношении транспортных средств, предназначенных для перемещения по пересеченной слаборазведанной местности.

Кроме использования электрической тяги в мировой практике имеются примеры разработки автомобилей с использованием водорода в качестве топлива. Например, start-up американской компании Nikola Motor Co по производству тягачей на водородном топливе [6]. Как описывается в [7], водород может применяться в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), газовых турбинах, двигателях Стирлинга и других тепловых источниках механической энергии. У водорода имеются неоспоримые преимущества, связанные с высокой удельной плотностью выделяемой энергии и тем, что при его сжигании образуется вода. К недостаткам можно отнести трудности, которые будут связаны с его применением: пересмотр конструкции ДВС в части степени уплотнения подвижных соединений; обеспечение безопасных условий хранения и заправки [7].

По результатам проведенного Национального нефтегазового форума в РФ появились прогнозы [8], которые показывают, что рост спроса на нефть будет продолжаться до 30-х годов текущего столетия. При этом в 2040 г. предполагаемая доля электромобилей в мировом автопарке планируется на уровне 15 %. К этому времени нефтепродукты все еще будут основным видом топлива. Прогноз от British Petroleum включает сценарий по совершенствованию ДВС с ростом его эффективности на 50 %. В Минэнерго РФ считают, что использование нефти в мировой экономике продлится не менее 50 лет.

К тому же в рамках сокращения расхода топлива ожидается повышение экономии при использовании в трансмиссии гидромеханической передачи (ГМП) на 27 %, что будет сопоставимо с экономией от внедрения гибридных технологий и электротранспорта [9]. А это значит, что в ближайшей перспективе развивать новые технологии может оказаться дороже и менее эффективно, чем совершенствовать старые.

По оценке компании ZF [10], 70 % выпускаемых автомобилей в 2030 г. будут оснащаться ДВС. В то

же время намерения Франции связаны с запретом на производство бензиновых и дизельных ДВС с 2040 г., Индии — 2030, Норвегии — 2025 г. [10]. Прогноз состава автомобильного парка США связан с тем, что к 2030 г. 72 % будет оснащено ДВС (7 % с системой "стоп-старт" и 65 % с применением гибридных технологий и электроприводом) [10]. При этом парк электромобилей США прогнозируется на уровне 10 % от общего, а оснащение парка автомобилей ГМП на уровне 55 % [10].

Как видно, подавляющая масса автомобилей, а тяжелая грузовая техника в особенности, в ближайшие 20 лет будет оснащена ДВС. В связи с этим для тяжелой автомобильной техники в настоящее время модернизация существующих видов трансмиссий, в том числе ГМП, является актуальной задачей.

Если учитывать относительно высокую стоимость электропривода и низкий КПД в гибридных силовых установках с двойным преобразованием видов энергии, то в отсутствие значительных изменений этих факторов, основным направлением должно стать совершенствование существующей конструкции автомобилей с возможным переходом на альтернативные виды топлива (сжиженный газ, водород и т. п. [7]), исследование возможности которого проводится несколько десятилетий.

Несмотря на высокую эффективность технологий гибридных и электрических силовых установок и установок на топливных элементах с повышением использования химической энергии топлива до 75 % [10], существует и ряд проблем их широкого распространения. Например, проблемы связаны с созданием аварийных ситуаций. А с учетом того, что гибридные силовые установки на базе ДВС позволяют экономить порядка 20...30 % топлива, автомобили, оснащенные ДВС, сохраняют конкурентоспособность [10].

В ближайшие 20 лет компетенции по проектированию и производству ГМП могут быть востребованы производителями автомобильной техники. А с учетом возможности применения в будущем ДВС с использованием альтернативных топлив, классическая схема трансмиссии может быть актуальна в течение более длительного срока. Стоит помнить, что приобретенные компетенции в области ГМП могут быть полезными при производстве гибридных силовых установок (ГСУ) [11]. Практика эксплуатации электромобилей показала, что для повышения экономичности даже в таком случае имеется необходимость применять многоступенчатые автоматические трансмис-

сии [10]. Одним из вариантов таких автоматических трансмиссий является планетарная передача с фрикционными элементами управления [12]. Запатентован ряд решений ведущими мировыми производителями трансмиссий, в которых используются планетарные передачи [4]. Такой тип передач относится к компетенции нескольких производителей в РБ.

## **Преимущества гидромеханической передачи**

Сравнение ГМП с выделением ее преимуществ в целях настоящего исследования выполнено в отношении гибридного и электрического приводов. При этом в гибридном приводе можно выделить последовательный и параллельный.

### ***Коэффициент полезного действия (КПД)***

ГМП по максимальному КПД сопоставима с электроприводом и параллельным гибридным приводом. Последовательный гибридный привод уступает ГМП по этому показателю, так как в нем происходит двойное преобразование энергии.

### ***Стоимость производства***

ГМП на данный момент является хорошо известной автомобильной трансмиссией. Производство ее освоено рядом отечественных (МЗКТ, БЕЛАЗ) и зарубежных (ZF, Allison, Voith) предприятий. На данный момент стоимость производства и модернизации таких конструкций меньше стоимости производства и освоения электрического и гибридного приводов.

### ***Наличие инфраструктуры***

Для применения ГМП совместно с ДВС, работающими на жидком топливе, имеется инфраструктура. В эксплуатирующихся организациях и предприятиях-изготовителях имеется обученный персонал по производству, обслуживанию и ремонту ГМП. В отношении эксплуатации и ремонта электрического и гибридного приводов в случае увеличения объема выпускаемой автомобильной техники с их применением, потребуется обучение дополнительного персонала работе с новыми системами автомобиля.

### ***Простота конструкции***

Конструкция ГМП значительно проще параллельного гибридного привода. По сложности сравнима с последовательным гибридным и электрическим приводами.

## **Компетенции ОАО "МЗКТ" в вопросах производства ГМП**

Компетенции можно разделить на конструкторские, технологические, производственные. Уровень компетенций является одним из факторов, определяющих конкурентоспособность продукта.

За исключением ОАО "МЗКТ" на постсоветском пространстве отсутствуют производители серийных планетарных ГМП для автомобильной техники на мощность от 170 до 590 кВт [9]. На рис. 1 показана детальная схема компетенций в области ГМП.

ОАО "МЗКТ" разрабатывает и изготавливает ГМП на протяжении 60 лет. За это время накоплен производственный опыт [13].

Наличие опыта в области производства ГМП позволяет создать прочный фундамент для инновационной деятельности в этом направлении. Проведенные сравнения технического уровня по удельной передаваемой мощности трансмиссиями ОАО "МЗКТ" и аналогами зарубежного производства представлены на рис. 2 [13].

Новая разработка ОАО "МЗКТ" [13] (представлена столбцом на рис. 2 в графе 2020 г.), осуществленная с применением результатов исследований по стратегическим направлениям, связанным с улучшением качества переходных процессов, применением новых моделей гидродинамических трансформаторов и снижением массы, показала возможность проводить разработку аналогов зарубежной техники с близкими техническими характеристиками при имеющемся на заводе технологическом уровне.

Конструкторские подразделения выполняют расчеты деталей и узлов, участвуют в исследовательских работах. Результатом такой научно-технической деятельности стала разработка четвертого поколения специальных колесных шасси и тягачей военно-технического и двойного назначения [14]. Указанные шасси в основном оснащаются ГМП. Результаты творческой деятельности специалистов ОАО "МЗКТ" в области производства ГМП публикуются в научных статьях различных изданий [15–18].

ОАО "МЗКТ" уделяет внимание защите интеллектуальной собственности. Ведется регулярная работа по патентованию результатов творческой деятельности, в том числе и конструкций ГМП. В настоящее время действует ряд патентов, например [19–21]. На рис. 3 показано изображение ГМП по патенту [19].

# КОНСТРУКЦИЯ

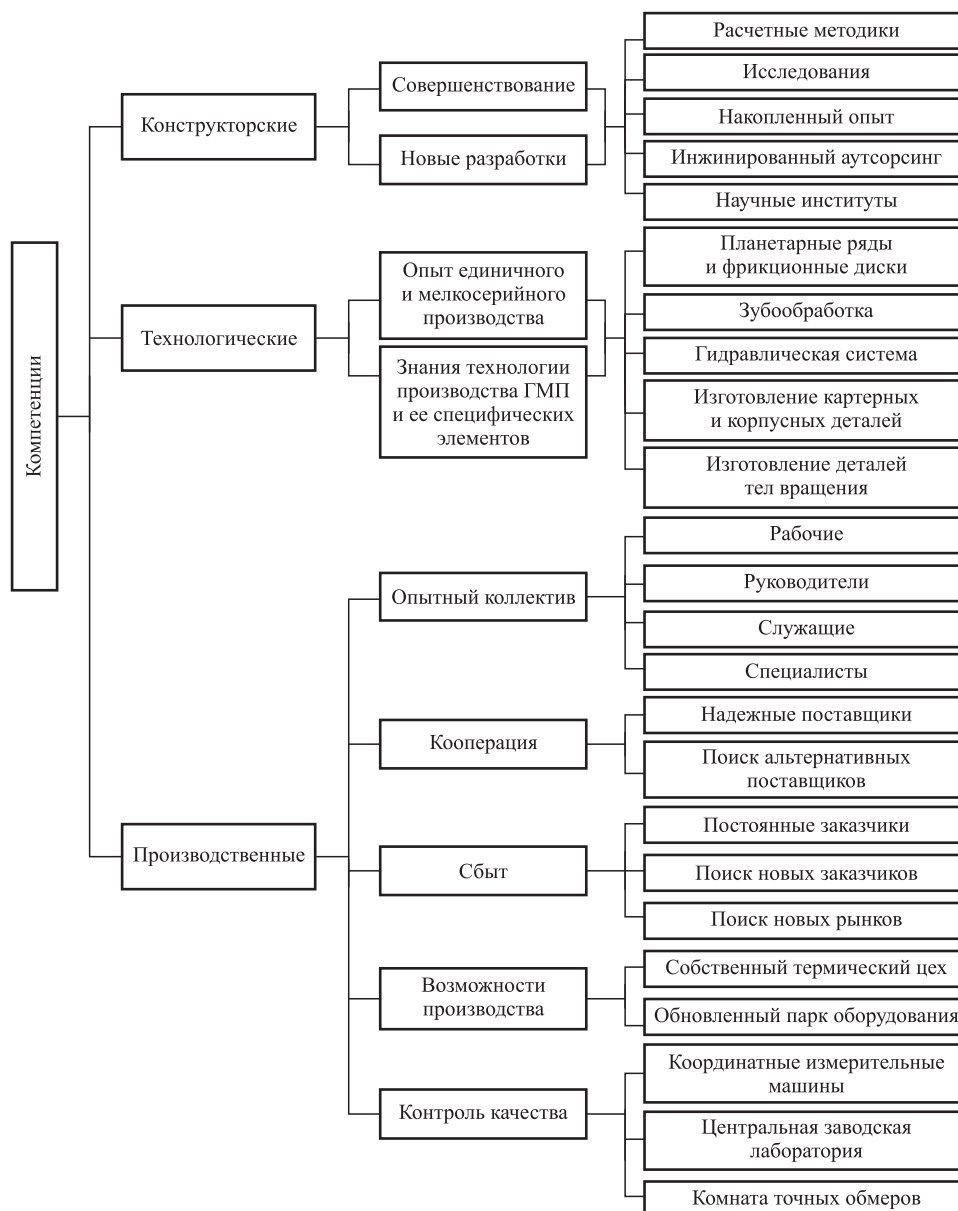


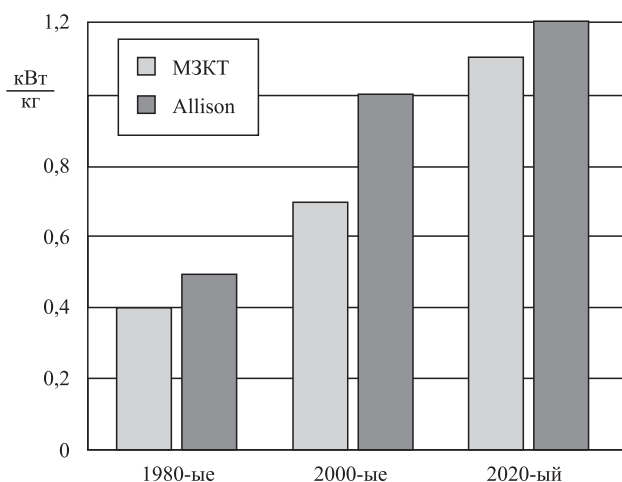
Рис. 1. Схема компетенций ОАО "МЗКТ" в отношении ГМП

Достижения в области алгоритмов управления ГМП связаны с совершенствованием следующих трех составляющих: диагностика, гибкость управления и защитные функции.

Как и любая техническая система, ГМП и ее элементы имеют свой ресурс. Система *диагностики* позволяет следить за техническим состоянием трансмиссии из кабины водителя в движении. За счет установленных датчиков устройство вывода информации отображает результаты измерения в удобном для восприятия виде. Например, информация о частоте вращения элементов трансмиссии или давлении в гидравлических цилиндрах

фрикционов. При возникновении неисправности система выдает сообщение и позволяет определить ее причину, не выходя из кабины. Подключение ноутбука позволяет получить доступ к дополнительному объему информации.

*Гибкий алгоритм* обеспечивает автоматическую адаптивную настройку к изменяющемуся состоянию элементов трансмиссии, позволяет производить настройку параметров, которые обеспечивают плавное включение при вводе трансмиссии в эксплуатацию [15]. К тому же имеется возможность оперативной замены алгоритма с помощью подключенного к системе управления



**Рис. 2. Удельные передаваемые мощности ГМП производства ОАО "МЗКТ" и компании Allison**

ноутбука. Настройка может вестись специалистами удаленно при подключении ноутбука с выходом в Интернет.

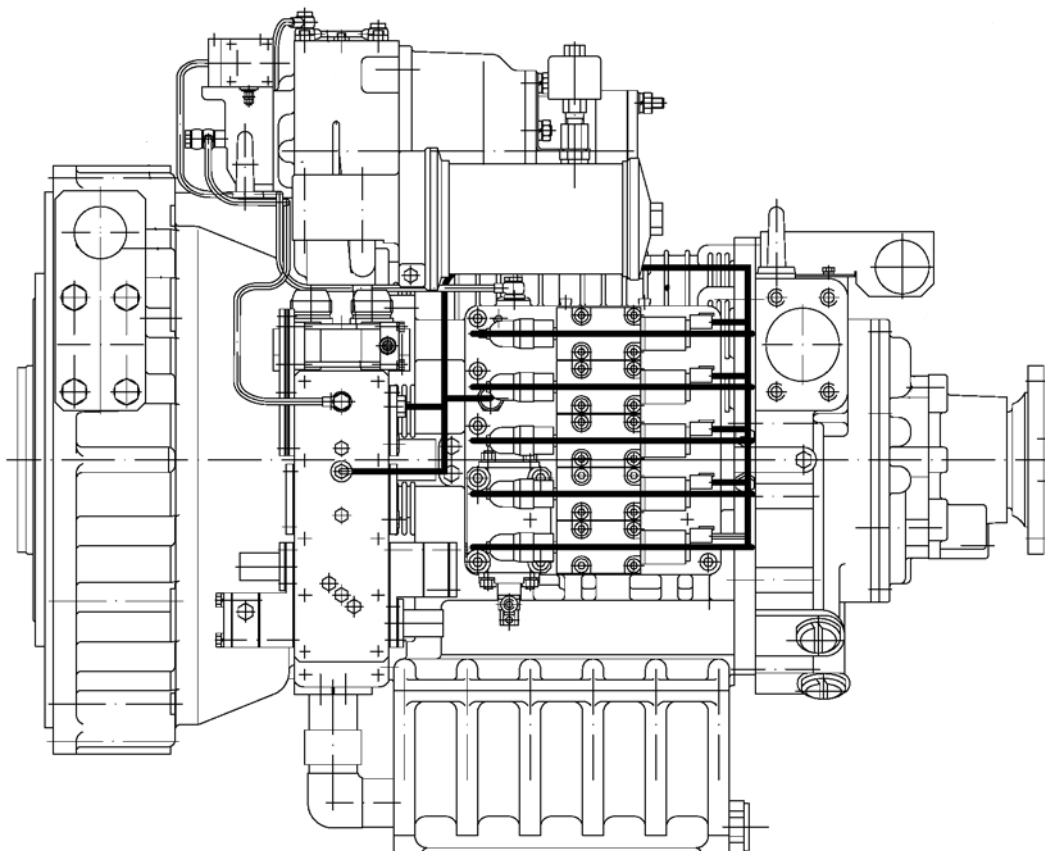
В последнее время актуальным вопросом становится обеспечение безопасной эксплуатации

автомобилей, в частности с ГМП [22]. Поэтому в системе управления присутствуют **защитные алгоритмы**, задача которых минимизировать травмы людей и повреждение техники.

## Вопросы постановки на производство новой модели ГМП

Подготовка и постановка на производство новой модели ГМП требует длительной работы, связанной с определением рационального штата работников, парка оборудования, укомплектованного необходимой оснасткой и инструментом, разработкой технологических процессов. С учетом использования покупных деталей и элементов необходимо оптимизировать не только внутриводскую, но и внешнюю логистику.

Важность имеет не только организация производства материальных составляющих изделия, но и рационализация процессов, связанных с используемым программным обеспечением. Грамотное сопровождение электронной части трансмиссии должно осуществляться на всех стадиях ее жизненного цикла.



**Рис. 3. ГМП ОАО "МЗКТ" по патенту РБ на полезную модель № 11113**

Необходимо также запланировать подготовку оборудования, приспособлений, инструмента для технического обслуживания и ремонта трансмиссии.

Подготовка обучающего материала и проведение занятий с будущими водителями техники, оснащенной ГМП, также является одной из важных задач. Потому что, несмотря на улучшение условий работы водителя и безопасности движения [23], предохранение трансмиссии от возможных ошибок водителя [24], требования к квалификации водителей техники с ГМП не снижаются. Применение ГМП вместо механической коробки передач с ручным управлением снижает требования к физической силе водителя [25], но при этом требует более жесткого соблюдения правил эксплуатации, так как ГМП является более сложным узлом.

## Соисполнители

ГМП является сложным наукоемким узлом, который воплощает в себе знания по гидравлике, механике и электронике. При этом в каждой из этих областей можно выделить ряд узкоспециализированных знаний. Содержать штат узкоспециализированных инженеров, узкоспециализированное испытательное и производственное оборудование в объеме, достаточном для изготовления всех компонентов трансмиссии на заводе, не всегда рационально. Поэтому ОАО "МЗКТ" в некоторых вопросах, связанных с ГМП, пользуется услугами и продукцией сторонних специализированных организаций.

Сторонние соисполнители поставляют комплектующие, оказывают инжиниринговые услуги, выполняют углубленные лабораторные исследования, реализуют и рекламируют продукцию и т. п. Работа по расширению перечня партнеров направлена на создание устойчивого производства и развития технических возможностей завода, а также служит стимулом для снижения стоимости и повышения качества покупных комплектующих при наличии конкуренции между ними.

Наукоемкий и современный продукт требует усилия многих отраслей промышленности. Например, ИПМ НАН Беларуси в настоящее время ведет работы по разработке фрикционных дисков с новыми фрикционными материалами, которые имеют улучшенные характеристики. Как было показано в [18], это очень важная задача, решение которой связано с повышением качества переключения передач и предсказуемости процесса управления.

Набор статистических данных в эксплуатации, как показано в [11], позволяет использовать ее для корректировки алгоритмов управления ГМП. Получившие мировую известность трансмиссии таких компаний как Allison и Zahnradfabrik для оптимизации управления переходными процессами в ГМП используют технологии геолокации и нечеткой логики с обучающимся алгоритмом [26]. Такой подход для техники, эксплуатирующейся в условиях пересеченной и неразведанной местности, применим не в полной мере, а возможно не подходит полностью. Поэтому в отсутствие детальной информации о способах управления зарубежными трансмиссиями [26] в указанных условиях данная задача решается самостоятельно при участии поставщика системы управления.

При производстве единичных образцов с предъявлением к ним особых требований действовать приходится практически наощупь. В таких случаях особое значение играет наличие оснащенного исследовательского центра и ряда специализированных компьютерных программ для расчета технических систем. Моделирование гидравлических процессов, например, можно проводить в программе Flow Vision [17], расчет ресурса зубчатых колес, подшипников и валов — KISSsoft и KISSsys. Как правило, расчеты дополняются результатами испытаний в исследовательском центре. Кооперация с инжиниринговыми компаниями и научными учреждениями позволяет проводить расчеты с применением других методик и программных продуктов, что дает в итоге разностороннюю оценку работоспособности узла.

## Работа с потребителями

ОАО "МЗКТ" имеет опыт применения ГМП не только на шасси собственного производства, но и на колесной и гусеничной технике других производителей. Касаясь только технической стороны вопроса, стоит отметить, что сложно подобрать универсальные требования в отношении техники специального и двойного назначения для сокращения модификаций ГМП.

Такое положение дел может быть обусловлено различными факторами: нестандартные или выполненные по разным стандартам присоединительные размеры ДВС; разные характеристики ДВС; особенная организация пространства в отсеке силовой установки; различные требования к отборам мощности; другие специальные требования.

Поэтому даже при готовой конструкции ГМП существует необходимость постоянно адаптиро-



вать ее применение на технике сторонних производителей. А в условиях отсутствия производства аналогичных трансмиссий на территории РФ [27] ОАО "МЗКТ" имеет потенциальную возможность стать поставщиком ГМП для применения на серийной продукции специального и двойного назначения таких производителей, как АО "БАЗ", АО "АЗ "УРАЛ", ПАО "КАМАЗ" и др. [27]. Тем более ОАО "МЗКТ" уже имеет опыт поставки ГМП собственной разработки сторонним производителям колесной и гусеничной техники [13].

## Заключение

Применение альтернативных видов топлива ДВС может позволить сохранить классическую схему трансмиссии с совершенствованием ГМП.

Переход на гибридный или электрический привод будет связан с применением в том или ином виде конструкторских решений и технологий, используемых в области производства ГМП. Это является дополнительным аргументом в пользу целесообразности действий по совершенствованию имеющихся технологий и конструкций ГМП.

Опыт и знания в области разработки, изготовления, постановки на производство новых моделей трансмиссии и их реализации является конкурентным преимуществом на рынке производителей ГМП и других типов трансмиссий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Иванюшко А., Голод И.** Электрический заряд // Вечерний Минск. — 2020. — № 28. — С. 12.
2. **Лобода В.** Российский рынок новых электромобилей в ноябре вырос вдвое. — Автостат. Аналитическое агентство, 2020. Режим доступа: <https://yandex.by/turbo/autostat.ru/s/news/46757/> (дата доступа: 21.12.2020).
3. **Лузина М.** Продажи электромобилей с пробегом с начала года выросли на 46 %. — Автостат. Аналитическое агентство, 2020. Режим доступа: <https://www.autostat.ru/news/45220/> (дата доступа: 21.12.2020).
4. **Красневский Л. Г.** Автоматические трансмиссии: анализ и перспективы применения на гибридных и батарейных электромобилях. Часть 2 // Механика машин, механизмов и материалов. — 2020. — № 3. — С. 12—26.
5. **Мальцев Н. Г.** К вопросу оценки характеристик современных коммерческих автомобилей и электротягачей категории N<sub>3</sub> // Материалы Международной науч.-практической конференции "Автомобиле- и тракторостроение". — Мн.: БНТУ, 2019. — Том 1. — С. 93—99.
6. **Родионов А., Яблонский Р.** Революция Николая Второго // Грузовик Пресс. — 2019. — № 6. — С. 14—19.
7. **Мецкерле Ю.** Современный экономичный автомобиль / Пер. с чешск. В. Б. Иванова; под ред. А. Р. Бенедиктова. — М.: Машиностроение, 1987. — 320 с.
8. **Нефть:** цены и тренды Oil: Prices and Trends // Время колтубинга. Время ГРП. — 2019. — № 2. — С. 8—12.
9. **Красневский Л. Г.** Состояние и перспективы развития автоматических трансмиссий мобильных машин // Актуальные вопросы машиноведения. — 2012. — Вып. 1. — С. 115 — 121.
10. **Красневский Л. Г.** Автоматические трансмиссии: анализ и перспективы применения на гибридных и батарейных электромобилях. Часть 1 // Механика машин, механизмов и материалов. — 2020. — № 2. — С. 16—29.
11. **Белабенко Д. С.** Перспективы развития гидромеханических передач в Республике Беларусь в разрезе опыта ОАО "МЗКТ" // Актуальные вопросы машиноведения. — 2016. — Вып. 5. — С. 50—56.
12. **Применение** коробок передач в силовых приводах электротранспорта / С. Н. Поддубко, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, П. Э. Шабанов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2020. — № 3. — С. 5—11.
13. **Белабенко Д. С.** Гидромеханические передачи. Опыт создания в ОАО "МЗКТ" и перспективы развития // 7-я Международная научная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения (Минск, 20—22 мая 2017 г.): сборник научных статей. В 3 ч. Ч. 1. Государственный военно-промышленный комитет Республики Беларусь. — Минск: Четыре четверти, 2017. — С. 9—16.
14. **Рудковский А.** Завод защитников отечества // Народная газета. — 2012. — № 5701. — С. 2, 11.
15. **Белабенко Д. С., Альгин В. Б.** Моделирование переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционных // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2019. — № 3. — С. 5—14.
16. **Николаев Ю. И.** Техника гражданского назначения на базе специальных колесных шасси 4-го поколения Минского завода колесных тягачей // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 1. — С. 66—77.
17. **Белабенко Д. С., Романенко С. А., Дутько К. И.** Расчетное построение модельного ряда гидродинамических трансформаторов для семейства гидромеханических передач ОАО "МЗКТ" в мощностном диапазоне 150...480 кВт // Актуальные вопросы машиноведения. — 2016. — Вып. 5. — С. 57—63.

18. **Белабенко Д. С., Башарков А. С., Севрук В. С.** Результаты исследования алгоритмов управления ГМП и предпосылки их совершенствования // 7-я Международная научная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения (Минск, 20—22 мая 2017 г.): сборник научных статей. В 3 ч. Ч. 1. Государственный военно-промышленный комитет Республики Беларусь. — Минск: Четыре четверти, 2017. — С. 217—221.
19. **Пат. на полезную модель 11113** Респ. Беларусь, МПК F 16 H 47/06, F 16 H 47/08. Гидромеханическая передача транспортного средства большой мощности / Ю. И. Николаев, А. Э. Кудин, Д. С. Белабенко, С. Г. Стаскевич, С. Г. Новик, Ю. Е. Павлов, А. С. Панченко; заявитель Минский завод колесных тягачей. № и 20160006; заявл. 14.01.2016; опубл. 30.08.16. Афіцыйны бюл. Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2016. — № 4. — С. 198—199.
20. **Пат. на полезную модель 11438** Респ. Беларусь, МПК F 16 H 47/06, F 16 H 47/08 Планетарная коробка передач транспортного средства большой мощности / Ю. И. Николаев, Д. С. Белабенко, С. Г. Стаскевич, С. Г. Новик, А. Н. Абрамов; заявитель Минский завод колесных тягачей. № и 20170010; заявл. 18.01.17; опубл. 30.08.17. Афіцыйны бюл. Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2017. — № 4. — С. 145—146.
21. **Пат. на полезную модель 184458** РФ, МПК F 16 H 47/06, В 60 Т 1/087, В 60 Т 10/02. Гидромеханическая передача с гидродинамическим тормозом-замедлителем транспортного средства большой мощности / Д. С. Белабенко, А. Н. Абрамов, А. С. Башарков, А. А. Сташкевич; заявитель Минский завод колесных тягачей. № 2018110708; заявл. 26.03.18; опубл. 25.10.18. Официальный бюл. Федеральный ин-т промышленной собственности. — 2018. — № 30.
22. **Красневский Л. Г.** Автоматические трансмиссии: "болевые точки" алгоритмов управления технологии "Clutch-to-clutch shifts" // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 4. — С. 20—31.
23. **Тарасик В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. — Минск: "Наука и техника", 1973. — 320 с.
24. **Автомобили:** Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: Учеб. пособие / А. И. Гришкевич и др.; под ред. А. И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.
25. **Автомобили:** Машины большой единичной мощности: Учеб. пособие / М. С. Высоцкий и др.; под ред. М. С. Высоцкого, А. И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1988. — 160 с.
26. **Белабенко Д. С.** Тенденции развития исполнительных механизмов и алгоритмов управления гидромеханическими передачами // Актуальные вопросы машиноведения. — 2017. — Вып. 6. — С. 106—117.
27. **Привалов А.** Юбилейная "Армия". Субъективное мнение о некоторых новинках // Грузовик Пресс. — 2019. — № 8. — С. 58—65.

## ИЗДАТЕЛЬСТВО

### "ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

### "ГРУЗОВИК"

### ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2021 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (495) 785-60-69.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

**В. Н. Козловский**, д-р техн. наук, профессор, e-mail: kozlovsky-76@mail.ru,  
**У. В. Брачунова**, аспирант, **А. В. Крицкий**, аспирант, **А. С. Саксонов**, аспирант,  
СамГТУ, г. Самара

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ЗАРЯДНОГО БАЛАНСА АВТОМОБИЛЯ

*В статье представлены результаты разработки и реализации комплекса математической имитационной модели и расчетной программы оценки влияния variability выходных характеристик генераторной установки на зарядный баланс автомобиля.*

**Ключевые слова:** качество, электрооборудование автомобилей, генераторная установка, зарядный баланс бортовой сети.

*The article presents the results of the development and implementation of a complex of a mathematical simulation model and a computational program for assessing the influence of the variability of the output characteristics of a generator set on the vehicle's charging balance.*

**Keywords:** quality, electrical equipment of cars, generator set, on-board network charging balance.

Ссылка для цитирования

**Козловский В. Н., Брачунова У. В., Крицкий А. В., Саксонов А. С.** Математическая имитационная модель оценки зарядного баланса автомобиля // Грузовик. — 2021. — № 7. — С. 17—26

Исследование работы основного источника электроэнергии автотранспортного средства — автомобильной генераторной установки — показывает, что технологические разбросы изготовления размерных параметров активной части ее электромеханического преобразователя (ЭП) способны вызвать существенное изменение электромагнитных характеристик установки в целом [6]. При этом каждой генераторной установке будут соответствовать в определенном смысле индивидуальные характеристики работы. Генератор функционирует в составе бортовой системы электрооборудования, где является основным источником электроэнергии. Естественно, что в таких условиях выходные параметры генератора являются входными для системы, объединяющей в себя потребителей бортовой сети. Таким образом, индивидуальные особенности изготовления генераторной установки должны оказывать определенное влияние на характеристики работы всей системы электрооборудования автомобиля [7, 8]. Дать оценку такого влияния может исследование характеристик зарядного баланса для различных режимов работы электрооборудования.

При проведении исследований в области расчета и анализа характеристик зарядного баланса необходимо воспользоваться методами расчетного моделирования. В данном случае нужно создать модель, входными параметрами которой будут электромагнитные характеристики генератора, а выходными — характеристики зарядного баланса бортовой системы электрооборудования.

Автомобильный генератор и аккумуляторная батарея (АБ) включены параллельно и работают совместно, дополняя друг друга в зависимости от нагрузки, создаваемой потребителями. Генератор обеспечивает питание потребителей и подзаряд аккумуляторной батареи. В этом случае ток, отдаваемый генератором, будет равен:

$$I_d = I_3 + I_H. \quad (1)$$

Величина зарядного и разрядного тока для аккумуляторной батареи может изменяться в широких пределах. При низких частотах вращения генератор не развивает полной мощности. При этом зарядный ток невелик. При длительных ночных поездках со всеми включенными потребителя-

ми, на стоянках с включенными потребителями аккумуляторная батарея также недозаряжается.

Учитывая, что заряд аккумуляторной батареи на автомобиле происходит при постоянстве напряжения, можно сказать, что по мере разряда батареи сила зарядного тока будет увеличиваться. Это означает, что генератор может отдавать полуразряженной батарее ток, более чем в 20 раз превышающий зарядный ток полностью заряженной батареи [1].

Поэтому особенно важное значение приобретает скоростной режим работы генератора, зависящий от условий эксплуатации и типа автомобиля.

Сравнивая частоты вращения валов двигателей автомобилей среднего и малого литража, можно сказать, что двигатель малолитражного автомобиля большую часть времени эксплуатируется с повышенной частотой вращения коленчатого вала.

Аккумуляторная батарея разряжается не только при пуске двигателя и при включении потребителей на стоянке, но и во время движения, когда генератор не в состоянии дать нужную мощность. Отсюда вытекает требование наилучшего использования генератора в процессе работы двигателя.

Одним из основных условий надежной и безотказной работы автомобилей является положительный энергобаланс в системе электрооборудования при характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации [1].

Чем меньшую мощность будет отдавать генератор во время движения автомобиля, тем больше будет разряжаться аккумуляторная батарея. Причиной этого могут быть как слишком низкая номинальная мощность генератора, так и низкие частоты вращения ротора генератора.

Таким образом, важное значение при исследовании работы системы электроснабжения автотранспортных средств приобретает анализ состояния зарядного баланса бортовой энергосистемы.

В работе представлены результаты разработки и реализации математической имитационной модели и расчетной программы, созданные в среде Matlab по соответствующим методикам, изложенным в [1, 5]. В первом случае расчет зарядного баланса с помощью номограммы подтвердит или опровергнет выдвинутое предположение о весомости влияния технологических погрешностей изготовления размеров активной зоны генераторной установки на энергетический баланс бортовой системы электрооборудования. Для уточнения результатов далее проведены расчеты зарядного баланса по методике, изложенной в ОСТ 37.003.034—77. Расчет характеристик

баланса будет признан верным, если разброс его характеристик и в первом, и во втором случае одинаков.

И в первом, и во втором случаях расчет баланса проводят при предположении, что генератор отдает свою полную мощность, а состояние аккумуляторной батареи (ее степень заряженности и температура) и величина регулируемого напряжения таковы, что батарея полностью принимает зарядный ток.

На рис. 1 приведена характеристика распределения частот вращения ротора генератора для автомобилей популярной марки отечественного производства [2]. Характеристика приведена к коэффициенту оборотности генератора  $K_r = 60$ . Согласно приведенной характеристике автомобили большую часть времени в городе работают с малыми частотами вращения коленчатого вала.

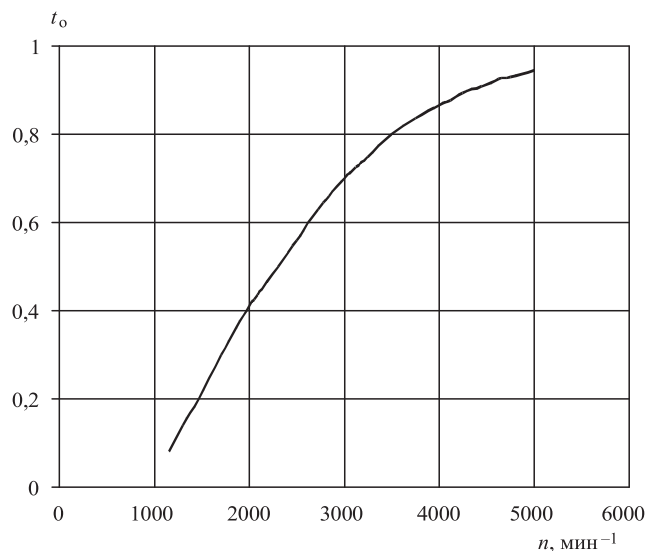
Расчет энергетического баланса идет на основе номограммы зарядного баланса [9]. Условие установившегося зарядного баланса определяется как:

$$I_H t_0 = I_3 (1 - t_0), \quad (2)$$

где  $I_H$  — установившийся ток нагрузки;  $t_0$  — относительное время работы генератора.

Исходя из условия установившегося зарядного баланса, ток зарядки аккумуляторной батареи ( $I_{зуст}$ , А) рассчитывается по формуле

$$I_{зуст} = I_H \frac{t_0}{1 - t_0}. \quad (3)$$



**Рис. 1.** Интегральная кривая распределения числа оборотов генератора при эксплуатации автомобиля в городе

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Выражая токи в относительных единицах, получим:

$$i_{\text{зуст}} = i_{\text{н}} \frac{t_0}{1 - t_0}. \quad (4)$$

Приведение токов к относительным единицам осуществляется по формуле

$$i = \frac{I_{\text{н}}}{I_{\text{ном}}}, \quad (5)$$

где  $I_{\text{ном}}$  — ток нагрузки в номинальном режиме, А.

На основании приведенных выше формул строится номограмма для расчета зарядного баланса (рис. 2).

Область номограммы ниже линии  $k_6 = 1$  представляет положительный баланс. Верхняя часть номограммы выше линии  $k_6 = 1$  является отрицательной.

Если рабочая точка окажется в положительной области, то излишек по зарядному току для батареи определится коэффициентом баланса

$$k_6 = \frac{i_{\text{з макс}}}{i_{\text{зуст}}}. \quad (6)$$

Характеристикой отрицательного баланса будет время, в течение которого батарея полностью разрядится. Время разряда  $t$  будет зависеть от отношения номинальной емкости  $C_{10}$  к номинальному току генератора:

$$t = k \frac{C_{10}}{I_{\text{ном}}}. \quad (7)$$

Расчет зарядного баланса по методике, изложенной в ОСТ 37.003.034—77 [5]. Расчет проводят для выбранного генератора с заданными техническими характеристиками. Рабочий диапазон частоты вращения генератора делится на интервалы одинаковой ширины  $\Delta n$ , для каждого интервала по кривой скоростного режима (см. рис. 1) определяется соответствующее относительное время работы генератора в каждом интервале  $\Delta t$ . Для тех же интервалов оборотов по токоскоростной характеристике (ТСХ) находят величину тока генератора, соответствующую середине каждого интервала.

Перемножением тока генератора  $I_{\Gamma}$  и относительного времени работы в интервале оборотов  $\Delta n$  определяют часовую отдачу генератора. Суммированием значений часовой отдачи генератора определяют общую часовую отдачу:

$$q_{\Gamma} = \sum I_{\Gamma} \Delta t. \quad (8)$$

Расчетная нагрузка от потребителей, включенных при движении и на коротких остановках с работающим двигателем, определяется суммированием эквивалентных токов по формуле

$$I_{\text{н}} = \sum I_{\text{потр}} k_t k_{\text{н}}, \quad (9)$$

где  $I_{\text{потр}}$  — ток потребителя (А);  $k_t$  — коэффициент времени работы потребителей по отношению к времени работы двигателя;  $k_{\text{н}}$  — коэффициент нагрузки (для потребителей, имеющих несколько ступеней включения).

Вычитая из общего значения часовой отдачи генератора расчетный ток нагрузки потребителей, получают часовой заряд или разряд батареи в дневном и ночном режимах:

$$q_{\text{бд}} = q_{\Gamma} - I_{\text{нд}}, \quad (10)$$

$$q_{\text{бн}} = q_{\Gamma} - I_{\text{нн}}, \quad (11)$$

где  $I_{\text{нд}}$  — ток нагрузки потребителей в дневное время, А;  $I_{\text{нн}}$  — ток нагрузки потребителей в ночное время, А.

Рассчитывается суточный баланс электроэнергии по формуле

$$Q_{\text{сут}} = q_{\text{бд}} t_{\text{д}} + q_{\text{бн}} t_{\text{н}} - Q_{\text{ст}} - Q_0, \quad (12)$$

где  $t_{\text{д}}$ ,  $t_{\text{н}}$  — число часов движения за сутки при дневной и, соответственно, ночной эксплуатации

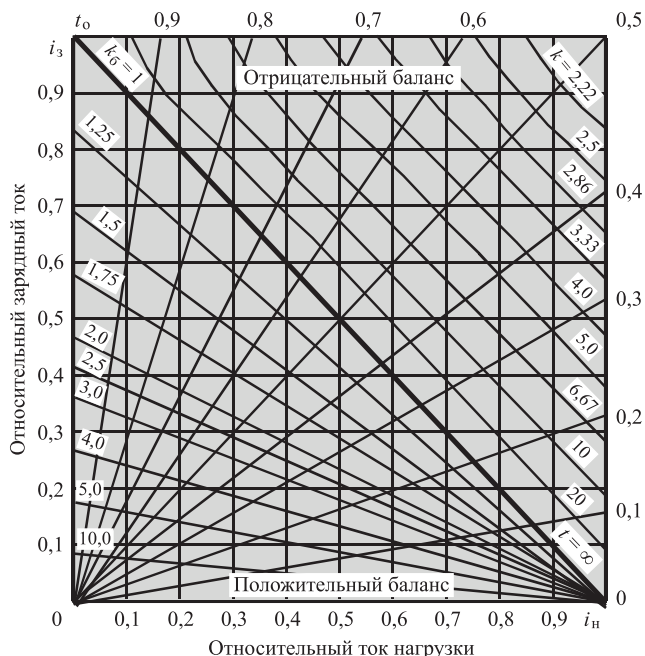


Рис. 2. Номограмма для расчета зарядного баланса

(зимой  $t_d = t_n = 5$  ч, летом  $t_d = 8$  ч,  $t_n = 2$  ч);  $Q_{ст}$  — расход емкости батареи на пуски двигателя за сутки ( $A \times ч$ );  $Q_0$  — расход емкости батареи на потребители, включаемые на стоянках с неработающим двигателем ( $A \times ч$ ).

Часовой заряд или разряд батареи  $q_{бн}$  при эксплуатации в ночном городе при отрицательной температуре окружающего воздуха (без учета расхода емкости на пуски), выраженный в процентах номинальной емкости батареи, рассчитывается по формуле

$$q_{бн} \% = \frac{q_{бн}}{C_{10}} \cdot 100. \quad (13)$$

### Модели расчета зарядного баланса автомобиля.

Для того чтобы провести оценку влияния изменения рабочих характеристик генератора на зарядный баланс автомобиля, построена математическая модель и программа расчета зарядного баланса автомобиля.

Исходя из условия, что ДВС работает, проведена выборка по мощности основных потребителей энергии бортовой сети автомобиля популярной марки отечественного производства [3, 4] (табл. 1).

Объединение потребителей электроэнергии осуществим в отдельный модуль — модуль потребителей (рис. 3).

В качестве примера рассмотрим аспекты моделирования ламп указателей поворота, в качестве которых используются: А12-21-3 — передний указатель поворота; А12-3-1 — боковой повторитель поворота; А12-21-3 — задний указатель поворота.

При включении указателя поворота работают три лампы — это учитывается при моделировании (рис. 4).

В качестве нагрузки энергетической системы автомобиля в модели рассматривается система зажигания. Потребляемая мощность системы зажигания рассчитывается без учета режимов работы двигателя внутреннего сгорания (рис. 5).

При расчете эквивалентного сопротивления первичной цепи рассматриваются сопротивление первичной цепи катушки зажигания  $R_{кз}$  и сопротивление добавочного резистора  $R_{доб}$ . Ток первичной цепи рассчитывается по формуле

$$I_{п} = \frac{U}{R_{кз} + R_{доб}}, \quad (14)$$

где  $U$  — напряжение бортовой сети автомобиля (12 В).

Потребляемая мощность системы зажигания  $P_3$ :

$$P_3 = I_{п} U. \quad (15)$$

При учете совместной работы генератора с аккумуляторной батареей необходимо рассматривать емкость аккумуляторной батареи.

Главными входными параметрами математической модели являются токи генератора в номинальном режиме, начальная и номинальная частоты вращения ротора генератора. Значения токов определяются при работе модели генератора с обратной связью по току возбуждения. Для сравнения вводятся два тока, рассчитанных для генераторов, имеющих различные отклонения главных размеров в пределах установленного ТУ поля допуска.

Расчет тока нагрузки производится по формуле

$$I_{н} = \frac{P_{н}}{U}, \quad (16)$$

Таблица 1

### Номинальная мощность потребителей бортовой сети

№ п/п	Наименование потребителя	Потребляемая мощность, Вт
1	Передний указатель поворота	21
2	Задний указатель поворота	21
3	Боковой повторитель поворота	3
4	Фонарь сигнализации заднего хода	21
5	Освещение номерного знака	5
6	Освещение вещевого ящика	4
7	Контрольная лампа комбинации приборов	1,2
8	Блок фара в режиме дальний свет/ближний свет	60/55
9	Задний габаритный фонарь	4
10	Фонарь освещения номерного знака	5
11	Фонарь противотуманного освещения	4
12	Плафон внутреннего освещения	5
13	Освещение приборов	2
14	Система зажигания	64,5
15	Блок ЭПХХ	10,39
16	Стеклоочиститель	42/60
17	Отопитель	20
18	Электровентилятор системы охлаждения двигателя	90



# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

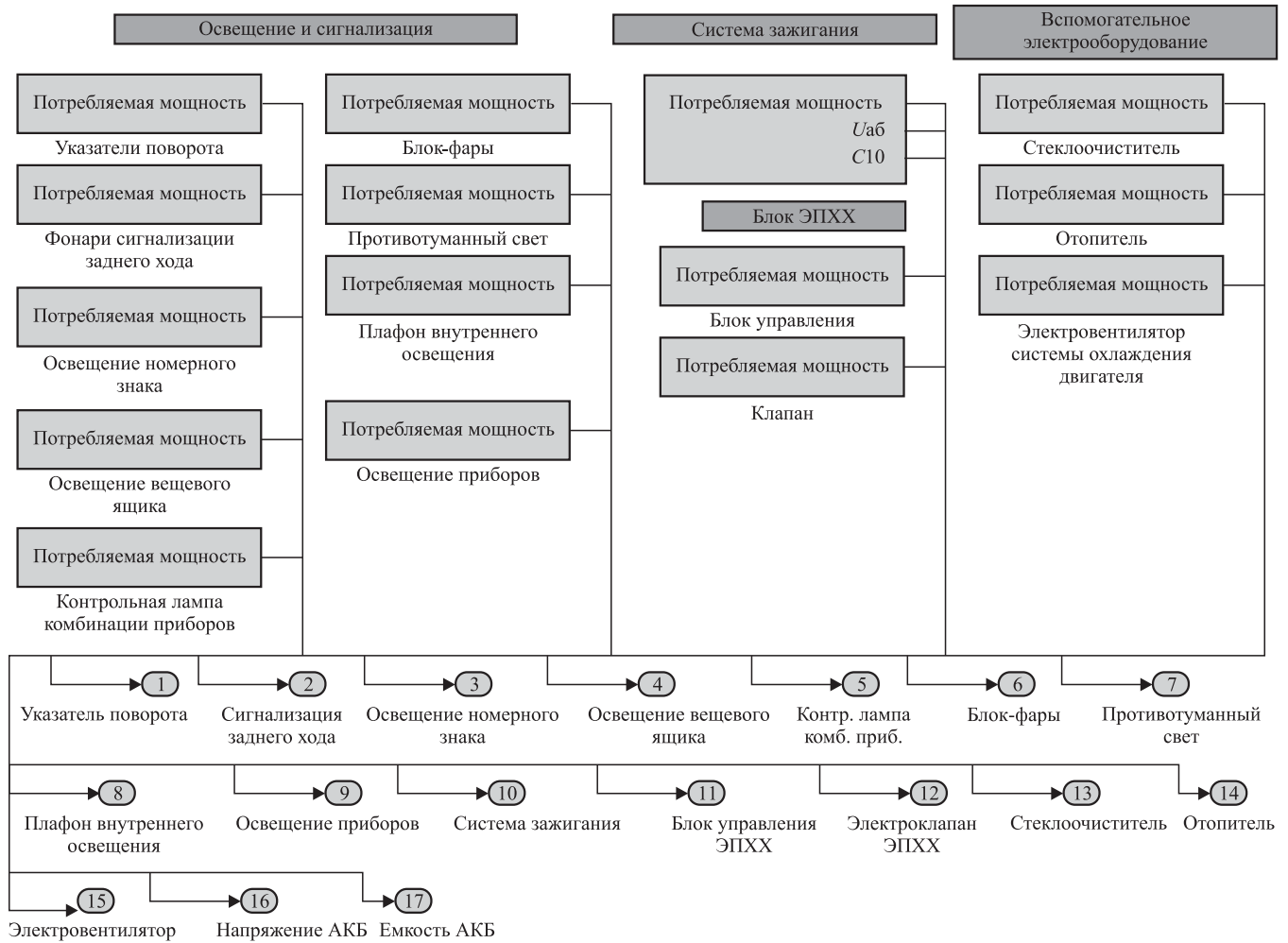


Рис. 3. Модуль потребителей

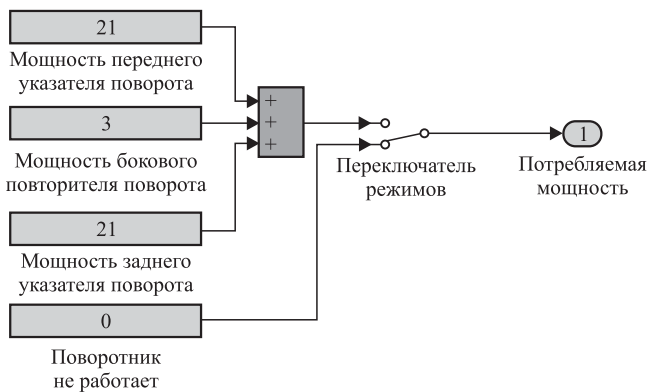


Рис. 4. Блок моделирования указателя поворота

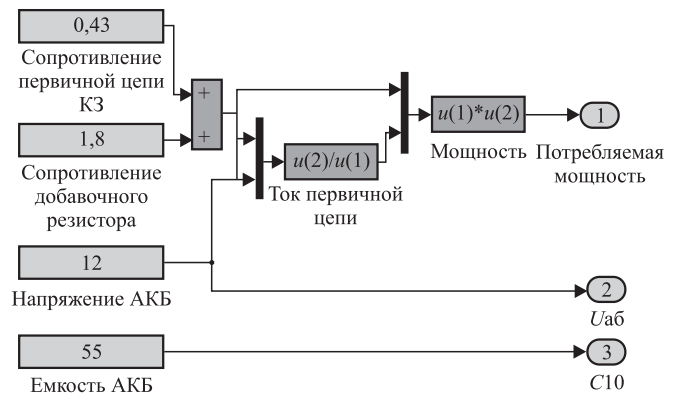


Рис. 5. Расчет потребляемой мощности системы зажигания ДВС

где  $P_H$  — эквивалентная мощность нагрузки, Вт.

$$P_H = \sum P_i, \quad (17)$$

где  $P_i$  — мощность  $i$ -го потребителя.

После определения фактического значения тока нагрузки осуществляется расчет относительного тока нагрузки.

Используя значение относительного тока нагрузки, определяется частота вращения ротора, при которой начинается заряд батареи:

$$n_3 = n_0 + i_H (n_{\text{ном}} - n_0), \quad (18)$$

где  $n_3$  — частота вращения ротора при котором начинается заряд АБ;  $n_0$  — начальная частота вращения ротора,  $n_{\text{ном}}$  — номинальная частота вращения ротора.

По полученному значению частоты вращения ротора  $n_3$ , используя интегральную кривую распределения относительного времени работы, находим продолжительность разряда аккумуляторной батареи.

В математическую модель интегральная кривая распределения числа оборотов введена по 24 точкам [2]. Интерполяция точек кривой проводится методом кубического сплайна. Выборка относительного времени работы генератора осуществляется по расчетному значению частоты вращения ротора.

Описание номограммы для расчета зарядного баланса начинается с ввода зависимости относительного тока нагрузки  $i_H$  от продолжительности разряда аккумуляторной батареи (АКБ) (ПР или  $t_0$ ) и относительного зарядного тока  $i_3$ . Она представляется в виде функции:

$$i_{3i} = t_0 \frac{i_{Hi}}{i_H}. \quad (19)$$

Перед каждой из функций ставится условие равенства расчетного значения относительного времени работы и введенного (табличного) значения этой величины. В математическую модель введено 99 функций зависимости относительного тока нагрузки от продолжительности разряда АКБ и относительного зарядного тока, для однозначного выбора по относительному току нагрузки и времени работы генератора, относительного зарядного тока АКБ. Общий вид разработанной модели представлен на рис. 6.

После того как был определен зарядный ток, определяется характеристика зарядного баланса. Для этого вводится дополнительное условие, опре-

деляющее тип баланса. Дополнительное условие определяется положением рабочей точки в поле номограммы (см. рис. 1). В том случае, если точка лежит выше прямой с координатами — точка 1 ( $i_H = 0, i_3 = 1$ ), точка 2 ( $i_H = 1, i_3 = 0$ ), то зарядный баланс отрицательный, если ниже — то баланс положительный. И в первом, и во втором случае соответствующее логическое значение "1" или "0" выводится на экран, определяя тип баланса.

В том случае, если зарядный баланс признан отрицательным, то его характеристикой является время разряда аккумуляторной батареи, где значение коэффициента времени отдачи определяется с помощью номограммы. В математическую модель расчета зарядного баланса введены три массива размером 11 строк  $\times$  11 столбцов. Первый массив определяет группы значений, которые принимает относительный ток нагрузки. Второй массив определяет группы значений, которые принимает относительный зарядный ток. Третий массив связывает значение тока нагрузки и зарядного тока определенным значением коэффициента времени отдачи. Массивы определяют координаты трехмерной поверхности. Имея точки поверхности, определяемые координатами ( $i_H, i_3, k$ ), можно провести выборку величины коэффициента по значениям, которые принимают токи нагрузки и зарядки АКБ.

Если зарядный баланс системы положительный, то его характеристикой является коэффициент баланса, который также как коэффициент времени отдачи можно определить с помощью номограммы расчета зарядного баланса. В данном случае в расчетную модель введены три массива размером 11 строк  $\times$  11 столбцов. Первый и второй массивы представляют собой группы значений относительных токов нагрузки и зарядки АКБ, третий массив — коэффициентов баланса.

Расчетная модель энергетического баланса автомобиля, построенная на основе ОСТ 37.003.034—77 (рис. 6) объединена в рамках одной с расчетной моделью электромеханического преобразователя генераторной установки.

После расчета технических характеристик генератора (в модели расчета ЭП), ТСХ генератора в виде массива пересылается в модель расчета энергетического баланса.

Модуль потребителей практически аналогичен модулю, представленному выше. Единственное отличие заключается во введении коэффициентов  $K_p, K_H$ .

Модель производит расчет суточного баланса электроэнергии бортовой системы электрообору-



**Рис. 6. Структура поверочной модели расчета энергетического баланса**

дования в зависимости от технологических погрешностей изготовления главной группы разъемов ЭП.

В табл. 2 представлены необходимые для расчета входные параметры модели.

Изменяя суммарную потребляемую мощность сети за счет подключения компонентов модуля потребителей, в номинальном режиме генератора была проведена оценка зарядного баланса (мод. 1). Токи номинального режима получены с помощью математической модели генераторной установки. Модель проводит расчет зарядного баланса бортовой системы электрооборудования при движении автомобиля в городских условиях. Рассматриваются следующие режимы работы бортовой сети:

1. Работают указатель поворота и экономайзер принудительного холостого хода (ЭПХХ)  $P = 120$  Вт.

2. Указатель поворота, ЭПХХ, блок фары в режиме дальний свет  $P = 256$  Вт.

3. Указатель поворота, ЭПХХ, блок фары в режиме ближний свет  $P = 246$  Вт.

4. Блок фары в режиме ближний свет, противотуманный свет, ЭПХХ  $P = 209$  Вт.

5. Блок фары в режиме дальний свет, противотуманный свет, работает ЭПХХ  $P = 219$  Вт.

6. Блок фары в режиме ближний свет, противотуманный свет, плафон освещения приборов, освещение номерного знака, ЭПХХ  $P = 216$  Вт.

Таблица 2

**Входные параметры модели расчета зарядного баланса по ОСТ 37.003.034–77**

Потребитель	Потребляемый ток нагрузки, А	$K_f K_n$
Передний указатель поворота	1,75	0,15
Задний указатель поворота	1,75	0,15
Боковой повторитель поворота	0,25	0,15
Освещение номерного знака	0,33	1
Контрольная лампа комбинации приборов	0,1	1
Блок фара в режиме дальний свет/ближний свет	5/4,58	1
Задний габаритный фонарь	0,33	1
Фонарь освещения номерного знака	0,41	1
Фонарь противотуманного освещения	0,33	0,3
Освещение приборов	0,16	1
Система зажигания	5,3	1
Блок ЭПХХ	0,86	1
Стеклоочиститель	3,5/5	0,25
Отопитель	1,6	1
Электровентилятор системы охлаждения двигателя	7,5	0,15

7. Блок фары в режиме дальний свет, противотуманный свет, плафон освещения приборов, освещение номерного знака, ЭПХХ  $P = 226$  Вт.

8. Блок фары в режиме ближний свет, противотуманный свет, плафон освещения приборов, освещение номерного знака, стеклоочиститель в первом режиме  $P = 247,6$  В.

Адекватность расчетных моделей зарядного баланса обеспечивается достоверностью номинальных параметров основной группы потребителей бортовой сети, полученных на этапе имитационного моделирования генераторной установки данных, а также использованием общепринятых методик расчета зарядного баланса (табл. 3).

Любая математическая модель имеет преимущества над расчетной программой: наглядность исполнения; конкретность при выделении групп блоков или модулей; интерактивность, заключающаяся в том, что во время работы модели можно изменять входные параметры.

**Характеристики зарядного баланса при минимальной и максимальной токоотдаче ( $I_{dн}$ ) генераторной установки, обусловленной технологическими погрешностями изготовления размерного параметра внутреннего диаметра расточки статора ( $D_{i\min/\max}$ ) активной зоны ЭП**

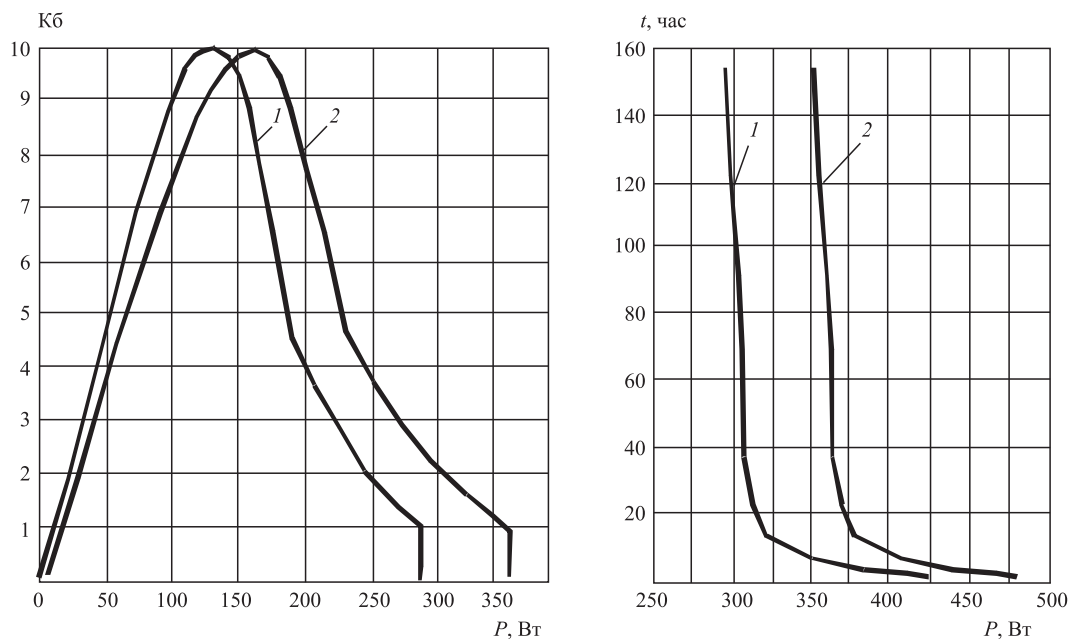
Параметр	$I_{dн}, A$	$I_{об}, A$	Режим $P, Вт$	$n_{нз}, мин^{-1}$	Характеристика баланса
$D_{i\min/\max}$	41,87	3,216	1	1325	$K_6 = 8,93$
	39,93	3,266		1338	$K_6 = 8,656$
			2	1592	$K_6 = 3,456$
				1619	$K_6 = 3,121$
			3	1573	$K_6 = 3,865$
				1599	$K_6 = 3,403$
			4	1500	$K_6 = 7,034$
				1522	$K_6 = 5,471$
			5	1520	$K_6 = 5,483$
				1543	$K_6 = 4,769$
			6	1514	$K_6 = 5,721$
				1537	$K_6 = 4,946$
			7	1533	$K_6 = 4,977$
				1557	$K_6 = 4,159$
			8	1576	$K_6 = 3,401$
				1602	$K_6 = 2,887$

Однако при определенных ситуациях, по крайней мере, два из приведенных преимуществ могут превратиться в недостатки. Такие ситуации могут возникнуть тогда, когда требуется получить графически представляемые выходные параметры, например, зависимость времени разряда аккумуляторной батареи от тока нагрузки. Тогда будет необходимо с определенным шагом увеличивать ток нагрузки и проводить циклические расчеты характеристик зарядного баланса. Еще одним недостатком математической модели является недостаточная точность при расчете характеристики отрицательного зарядного баланса. Этот недостаток вытекает из преимущества — наглядности. Его главной причиной является меньший объем информации, который можно ввести в используемые при визуальном моделировании блоки по сравнению с командной строкой расчетной программы. При моделировании требуется разбивка табличной информации по блокам и создание на основе элементов логики схемы управления потоками информации, что и ведет к возникновению дополнительной ошибки. Эти аргументы привели к созданию программы расчета зарядного балан-

са. Входными параметрами программы являются значения токов генератора в номинальном режиме работы для двух случаев, отличающихся различным воздействием технологических погрешностей геометрических размеров активной зоны на токоотдачу. Далее производится расчет двух зарядных балансов, после чего появляется возможность для сравнения их характеристик.

С помощью счетчика выбирается конечное число расчетов программы и шаг изменения тока нагрузки. Для каждого значения относительного тока нагрузки производится расчет начальной частоты вращения ротора генератора, при которой происходит заряд аккумуляторной батареи. Далее программа обращается к таблично заданной типовой интегральной кривой распределения времени работы генератора в городских условиях, осуществляется поиск  $t_0$ . Затем происходит выборка соответствующего значения продолжительности разряда АКБ (ПР).

Для каждого значения ПР и относительного тока нагрузки при помощи номограммы расчета зарядного баланса производится выборка относительного значения зарядного тока.

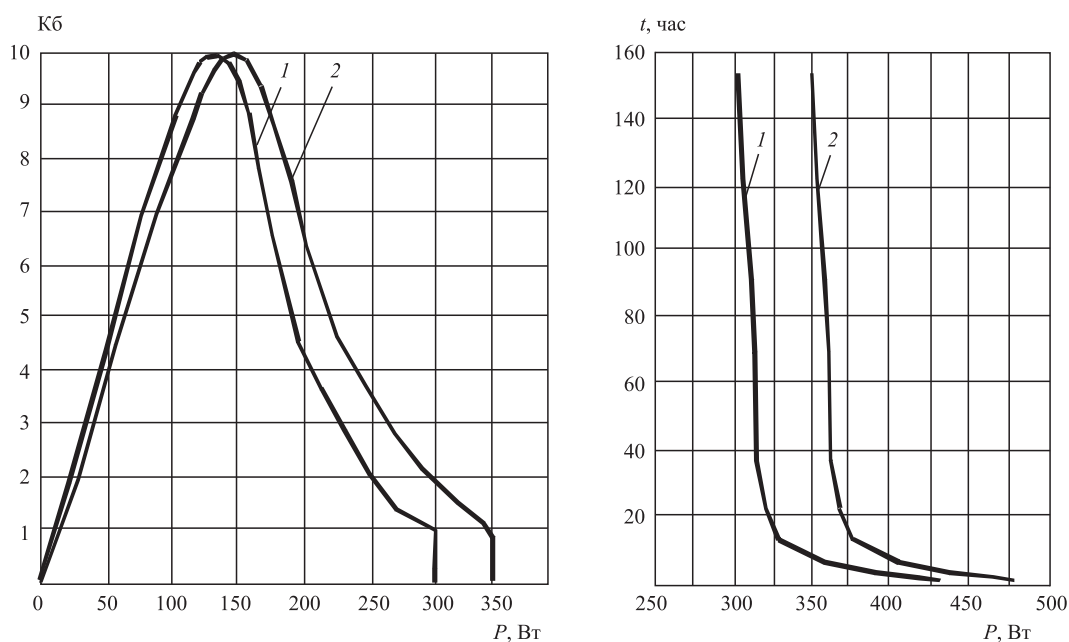


**Рис. 7. Зависимость коэффициента баланса (а) и времени разряда АБ (б) от мощности нагрузки при изменении размеров активной части ЭП в пределах геометрического допуска:**  
 1 — минимальная токоотдача; 2 — максимальная токоотдача

Используя относительные значения токов нагрузки и зарядных токов, по номограмме расчета зарядного баланса происходит выбор области расчета характеристики баланса. Например, если значения токов показывают на рабочую точку, лежащую в по-

ложительной области номограммы, то программа производит расчет коэффициента баланса.

После расчета всего диапазона вариантов происходит вывод конечных результатов расчета. Результатами расчета являются массивы данных,



**Рис. 8. Зависимость коэффициента баланса (а) и времени разряда АБ (б) от мощности нагрузки при изменении рабочего воздушного зазора ЭП:**  
 1 — максимальный воздушный зазор; 2 — минимальный воздушный зазор

отражающих: зависимость частоты вращения ротора, при которой начинается заряд АКБ от мощности нагрузки; зависимость коэффициента баланса от мощности нагрузки; зависимость времени разряда АКБ от мощности нагрузки.

Рассмотрим картины зарядного баланса при минимально и максимально возможной токоотдаче генератора (рис. 7) и при изменении воздушного зазора  $\delta$  (рис. 8), вызванного технологическими отклонениями изготовления размеров активной части ЭП.

Анализируя полученные при расчете энергетического баланса результаты, можно сделать вывод о наличии влияния технологических погрешностей изготовления точностных параметров активной зоны ЭП на зарядный баланс бортовой системы электрооборудования. При минимальной из возможных вариантов токоотдачи генератора диапазон работы энергетической структуры в области положительного баланса определится мощностью нагрузки от 0 до 280 Вт. Максимальное значение коэффициента баланса наблюдается при  $P_n = 120$  Вт. При максимально возможной токоотдаче генератора в области положительного зарядного баланса энергетическая структура работает с  $P_n$ , изменяющейся от 0 до 370 Вт.

Индивидуальность технических характеристик генератора и зарядного баланса бортовой системы подчеркивает актуальность проблемы обеспечения требуемого уровня качества изготовления точностных размерных параметров активной зоны. В данном случае единственным инструментом, способным определить закономерности образования элементов системы управления качеством производства в зависимости от требуемого

уровня качества, определенного на этапе проектирования, является имитационное моделирование.

*Работа подготовлена при поддержке гранта Президента РФ НШ-2515.2020.*

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Банников С. П.** Электрооборудование автомобилей. — М., 1970. — 288 с.
2. **Масич В. Н., Макарихин В. С., Нечаев Н. П.** Скоростной режим генератора современных и перспективных легковых автомобилей // Труды НИИАЭ. № 62. — М., 1987. — 99 с.
3. **Литвиненко В. В.** Электрооборудование автомобилей ВАЗ. — М., 1995. — 240 с.
4. **Югт В. Е.** Электрооборудование автомобилей. — М., 1995. — 304 с.
5. **ОСТ 37.008.034—77.** Баланс электроэнергии автомобилей и автобусов. Метод расчета, критерии оценки.
6. **Козловский В. Н., Строганов В. И., Дебелов В. В., Пьянов М. А.** Комплекс электронных систем управления движением легкового автомобиля с комбинированной силовой установкой. Часть 1 // Электротехнические и информационные комплексы и системы. — 2014. — Т. 10. — № 1. — С. 40—49.
7. **Козловский В. Н., Горбачевский Н. И., Сорочкин А. Г., Кислинский В. Б., Мифтахова Л. Х.** Аналитический комплекс прогнозирования надежности электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой // Вестник Казанского технологического университета. — 2014. — Т. 17. — № 3. — С. 227—229.
8. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности системы электрооборудования автомобилей: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Моск. гос. автомобил.-дорож. ин-т (техн. ун-т). Тольятти, 2010.

## Семинар по качеству на "КАМАЗе"

В Международном институте техники, технологий и управления (МИТТУ), учебном центре "КАМАЗа", прошел семинар "Управление качеством" для руководителей, начальников и специалистов отделов по качеству.

Участниками первого семинара стали представители завода двигателей, пресово-рамного завода, Центра закупок, АО "Аэропорт "Бегишево", ООО "Челныводоканал", ООО "АвтоЗапчасть КАМАЗ", ООО ДААЗ, а также резиденты АО "Камский индустриальный парк "Мастер" (КИП "Мастер") — компании "ЛЕОНИ РУС" и ООО АР Си ЭР. Спикерами выступили начальник отдела менеджмента качества "Татпроф" Айрат Шарипов и начальник отдела качества "СиЭнйч Индастриал Руссия" Денис Гайнутдинов.

В своем выступлении Айрат Шарипов затронул вопросы грамотной постановки цели в области качества. Он привел опыт работы в российских и международных компаниях, затронул проблемы на пути создания системы качества и поделился своим опытом управления внутренним аудитом компании. Во второй половине семинара вместе с Денисом Гайнутдиновым участники вспомнили о том, кто является аудитором, насколько важна и ответственна эта роль, какие качества и навыки ему необходимы, какие могут возникнуть трудности на пути аудитора и как их можно решить.

В завершении встречи участники предложили темы для дальнейших семинаров, которые решено проводить ежеквартально. Присутствовать на них может любой желающий, причем как в роли слушателя, так и спикера. Также есть возможность подключиться к семинару дистанционно.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*



УДК 629.113

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-7-27-30

**Г. И. Мамити**, д-р техн. наук, проф., e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru, ФГБОУ ВО "Горский государственный аграрный университет", г. Владикавказ

**Э. А. Маргиев**, ст. преподаватель, ФГБОУ ВО "Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет)", г. Владикавказ

**С. А. Сланов**, магистрант, ФГБОУ ВО "Горский ГАУ", г. Владикавказ

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИННОВАЦИОННЫХ ДОСТИЖЕНИЙ В ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

*Несмотря на многообразие инженерных задач, связанных с проектированием и эксплуатацией всевозможных машин, в частности, таких объектов, как автомобили, решение их имеет общую научную базу. Объясняется это тем, что в этих задачах значительное место занимают вопросы, требующие изучения законов движения или равновесия рассматриваемых материальных тел. Этой общей основой является теоретическая механика, представляющая собой одну из научных основ современных технических дисциплин.*

**Ключевые слова:** использовать, инновация, достижение, теория автомобиля, изучить, движение, время и пространство.

*Despite the variety of engineering problems associated with the design and operation of various machines, in particular, such objects as cars, their solution has a common scientific basis. This is explained by the fact that in these problems a significant place is occupied by questions requiring the study of the laws of motion or equilibrium of the material bodies under consideration. This General basis is theoretical mechanics, which is one of the scientific foundations of modern technical disciplines.*

**Keywords:** use, innovation, achievement, car theory, study, time and space movement.

Ссылка для цитирования

**Мамити Г. И., Маргиев Э. А., Сланов С. А.** Использование инновационных достижений в теории движения автомобиля // Грузовик. — 2021. — № 7. — С. 27—30

Под движением в механике понимается механическое движение, т. е. происходящее с течением времени изменение взаимного положения материальных тел в пространстве. Механическим воздействием между телами называется тот вид взаимодействия, в результате которого происходит изменение движения этих тел или изменение их формы (деформация). Величина, являющаяся количественной мерой механического взаимодействия тел, называется в механике силой [1].

Механику принято разделять на статику, кинематику и динамику.

По свойствам изучаемого объекта теоретическая механика делится на: механику материальной точки, т. е. тела, размерами которого при изучении его движения (или равновесия) можно пренебречь, и механику системы материальных точек; механику твердого тела, т. е. тела, деформациями которого при изучении его движения (или равновесия) можно пренебречь; механику

тела переменной массы (тела, масса которого с течением времени изменяется вследствие изменения состава частиц, образующих тело); механику деформируемого тела (теория упругости и теория пластичности); механику жидкости (гидромеханика) и механику газа (аэромеханика и газовая динамика).

В общем курсе теоретической механики обычно изучаются механика материальной точки и твердого тела и общие законы движения систем материальных точек.

Разумеется, автомобиль представляет собой твердое тело. Основоположник теории движения автомобиля акад. АН СССР Евгений Александрович Чудаков (02.09.1890—19.09.1953) на все времена определил, что развитие конструкции автомобиля подчиняется требованиям эксплуатации, и рациональной конструкцией является та, которая наиболее полно удовлетворяет этим требованиям.

Особенно большой труд был вложен Е. А. Чудаковым в последнее издание учебника "Теория автомобиля", удостоенного Сталинской премии в 1950 г. [2].

Жизнь и деятельность Е. А. Чудакова не могут не вызывать восхищения. Все, что возможно было проверить опытным путем, непременно проверял. В годы войны (1941—1945 гг.) им в 1942 г. при институте машиноведения АН СССР была организована Автомобильная лаборатория, аналогичную которой в начале 1945 г. создал и при НАМИ, в которых проводил экспериментальные исследования, получая не подвластные времени, раз и навсегда устанавливаемые результаты. Почему? Потому, что правильное повторяется.

Дальнейшее развитие теория движения автомобиля получила в трудах его отечественных и зарубежных последователей [3—24].

Ограничимся исследованием качения ведущего колеса при ускоренном, равномерном и замедленном прямолинейном движении, когда отсутствуют боковые силы.

Основоположник теории автомобиля акад. Е. А. Чудаков подробно рассмотрел этот случай и привел схему нагружения ведущего колеса автомобиля, которая с учетом принятых им же допущений предстает как (рис. 1), где обозначено:  $G_2$  — часть силы тяжести автомобиля, приходящаяся на ведущее колесо;  $Z_2$  — нормальная реакция опорной поверхности, смещенная от вертикального диаметра колеса по ходу движения на расстояние  $a$ , равная силе  $G_2$ ;  $M$  — тяговый момент, подведенный от двигателя автомобиля к ведущему колесу;  $P$  — сила тяги, создаваемая в точке контакта ведущего колеса с дорогой, являющаяся тангенциальной реакцией опорной поверхности на ведущее колесо,  $P = M/r$ ;  $P_1$  — сила, передаваемая на ведомую ось автомобиля;  $M_{jk}$  —

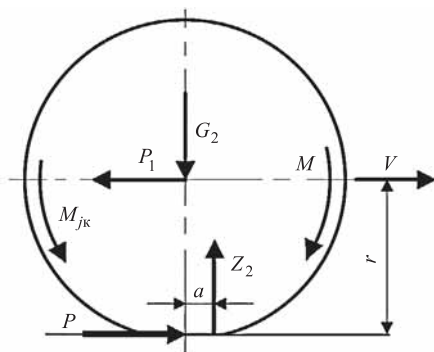


Рис. 1. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо при ускоренном движении автомобиля

момент сопротивления ускоренному вращению ведущего колеса.

Заметим, на момент зарождения теории автомобиля — в начале XX в. — скорости движения были невелики и сопротивлением воздуха, которое находится в квадратичной зависимости от скорости движения, можно было пренебречь. Действительно, до скорости движения 50 км/ч сопротивление воздуха мало ощутимо, но затем начинает резко возрастать по параболе, став естественным ограничителем максимальной скорости движения автомобиля. Очевидно, что при расчете современных высокоскоростных колесных машин недопустимо пренебрежение силой сопротивления воздуха, которая по своей величине значительно превосходит прочие сопротивления.

Теория движения автомобиля может дать результаты, подтверждаемые экспериментально и практикой эксплуатации автомобиля, только в том случае, когда она учитывает влияние всех приложенных к автомобилю сил. Но разве в схеме (см. рис. 1) учтены сила  $P_w$  сопротивления воздуха и приведенная сила  $m_j \delta$  инерции (рис. 2), которые вместе со всеми силами, приложенными к автомобилю, реализуются в точке контакта ведущего колеса с дорогой? Конечно, нет. В традиционной теории движения автомобиля [1—24] принимают борта автомобиля совмещенными. Считается, что в вертикальной плоскости к нему приложены продольные силы, параллельные опорной поверхности автомобиля.

Наивысшие проверяемые технические характеристики (приемистость, максимальная скорость, минимальный тормозной путь) автомобиля как твердого тела, получают во время дорожных испытаний при прямолинейном движении на горизонтальном (угол подъема  $\alpha = 0$ ) участке асфальтобетонной дороги. Эти условия проведе-

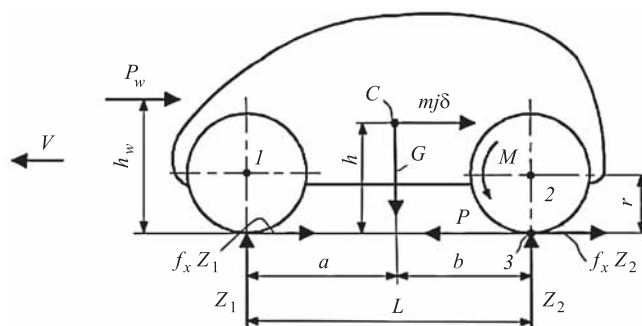


Рис. 2. Силы, действующие на заднеприводный двухосный автомобиль при разгоне на горизонтальном участке дороги

ния экспериментов позволяют исследовать динамику автомобиля без ощутимого ущерба для точности результатов.

Рассмотрим силы, приложенные к двухосному автомобилю на разных высотах относительно опорной (земной) поверхности в режиме ускоренного прямолинейного движения на горизонтальном участке дороги (см. рис. 2).

Автомобиль как твердое тело от природы имеет центры масс, парусности и контакта ведущего колеса с дорогой. В центре  $C$  масс, на высоте  $h$  от опорной поверхности, приложены сила тяжести  $G$ , приведенная сила инерции  $mj\delta$  ( $mj$  — сила инерции поступательно движущихся масс;  $m, j$  — масса и ускорение;  $\delta$  — коэффициент учета вращающихся масс). В центре парусности, на высоте  $h_w$ , приложена сила  $P_w$  сопротивления воздуха.

В контакте ведущего колеса с дорогой создается нормальная реакция  $Z_2$  дороги и соответствующая ей движущая сила  $P$  тяги, представляющая собой окружную (касательную, тангенциальную) реакцию дороги на момент  $M$ , подведенный к ведущему колесу,  $P = M/r \leq \varphi_x G_2$ , где  $\varphi_x$  — коэффициент продольного сцепления шин с дорогой. Кроме нормальных реакций  $Z_1$  и  $Z_2$  в контакте колес с поверхностью дороги возникают силы сопротивления качению  $f_x Z_1$  и  $f_x Z_2$ , сумма которых равна  $f_x(Z_1 + Z_2) = f_x G$ , где  $f_x$  — коэффициент сопротивления продольному качению колес. Индексы при параметрах означают принадлежность к ведомой (1) или ведущей (2) оси.

Одной из основных ошибок теории автомобиля является проецирование действующих на него сил на виртуальную прямую, которая совершает плоское движение в пространстве, вне связи с окружающей средой [16]. Ясно, что невозможно движение автомобиля без связи с земной поверхностью (дорогой) без возникновения в точках контакта колес с дорогой нормальных и тангенциальных реакций опорной поверхности. Проецирование этой системы параллельных сил, находящихся в вертикальной плоскости, на одну линию действия, как это делается в теории автомобиля, вместо приведения, неправильно.

Так как все силы, приложенные к автомобилю, реализуются в точке 3 контакта ведущего колеса с дорогой, то задача расчета движения автомобиля сводится к приведению действующих на него сил к центрам моментов, каковыми являются ось 2 ведущих колес и точка 3 контакта ведущего колеса с дорогой. Перенос сил производится на основе теоремы о параллельном переносе силы, которая гласит: *силу, приложенную к абсолютно твердому*

*телу, можно, не изменяя оказываемого действия, перенести параллельно ей самой в любую точку тела, прибавляя при этом пару с моментом, равным моменту переносимой силы относительно точки, куда сила переносится [1].* В ряде источников эту теорему называют методом Пуансо.

Покажем использование этой теоремы на примере расчета движения автомобиля.

Пусть на твердое тело (автомобиль) действует к примеру сила  $P_w$ , приложенная в точке центра парусности, расположенного на высоте  $h_w$ , которую необходимо привести к центрам моментов (рис. 3, а).

Расчетной схеме (рис. 3, а) эквивалентна схема (рис. 3, б), так как две противоположно направленные по одной линии силы одинаковой величины взаимно уравниваются. Далее схема (рис. 3, б) эквивалентна схеме (рис. 3, в), в которой в результате переноса силы  $P_w$  к оси колеса образовался момент, равный  $M_w = P_w(h_w - r)$ .

При расчете движения автомобиля необходимо провести аналогичные операции со всеми силами, приложенными к автомобилю вне центров моментов, с помощью теории пары двух противоположно направленных сил, разработанной Пуансо. В результате чего получим реальную картину нагружения ведущего колеса автомобиля (рис. 4), приводя силы  $P_w$  и  $P_j$  к его оси, подобно (рис. 3, в).

В схеме рис. 4 дополнительно учтены: в параметре  $P_1$  силы  $P_w$ ,  $P_j$  и возникающие при их переносе на ось ведущего колеса моменты  $M_w$ ,  $M_j$ ; сумма моментов  $M_{jk}$  сопротивления ускоренному вращению всех колес автомобиля; сила  $f_x G$  сопротивления качению колес автомобиля весом  $G$ . Максимальное значение силы  $P$  тяги ограничено силой сцепления шин с дорогой,  $P \leq P_\varphi = \varphi_x G_2$ , где  $P_\varphi$  — сила сцепления шин с дорогой,  $\varphi_x$  — коэффициент продольного сцепления.

Для равномерного движения, вплоть до максимально возможной скорости автомобиля, картина нагружения ведущего колеса упростится из-за

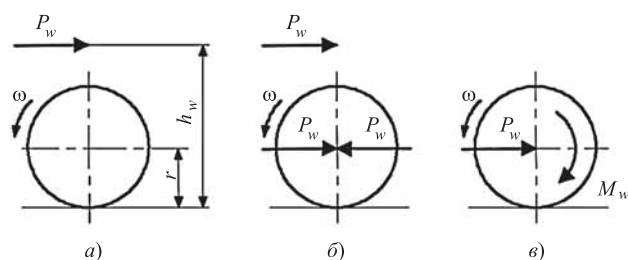
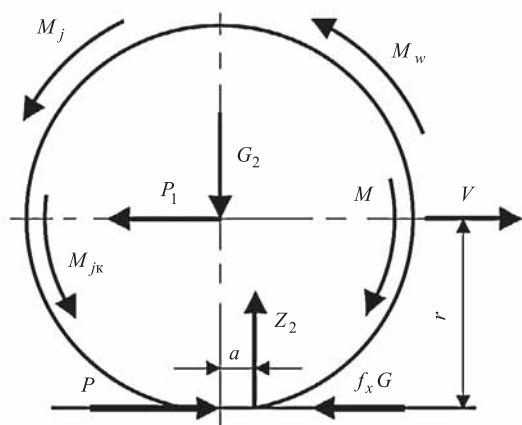


Рис. 3. Приведение силы  $P_w$  сопротивления воздуха (а) к оси вращения ведущих колес (б), (в)



**Рис. 4.** Силы и моменты, действующие на ведущее колесо, приведенные к оси колеса при ускоренном движении автомобиля

отсутствия инерционных составляющих. В доступной нам литературе [1—25 и др.] не приводится полная схема качения ведущего колеса со всеми действующими на него нагрузками, без учета которых расчет движения автомобиля неточен.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. — М.: Наука, 1968. — 480 с.
2. Чудаков Е. А. Избранные труды. Том 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 464 с.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1959. — 312 с.
4. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963. — 240 с.
5. Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И., Прозоров В. С. Армейские автомобили. Теория. — М.: Воениздат, 1970. — 527 с.
6. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория. — Минск: Вышэйшая школа, 1986. — 208 с.
7. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 237 с.

8. Скотников В. А., Машенский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. — М.: Агропромиздат, 1986. — 383 с.
9. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. — М.: КолосС, 2004. — 504 с.
10. Вахламов В. К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. — М.: ИЦ "Академия", 2006. — 240 с.
11. Селифонов В. В. Теория автомобиля. — М.: ООО "Гринлайт", 2009. — 208 с.
12. Мамити Г. И. Теория движения двухосной колесной машины. В 2 кн. — Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО "Горский госагроуниверситет", 2012. — 216 с.; 168 с.
13. Мамити Г. И. Прорыв в науке? Пусть ответит непредвзятый читатель // Автомобильная промышленность. — 2017. — № 7. — С. 21—30.
14. Мамити Г. И. Влияние на скорость движения автомобиля радиуса колес и высот расположения центров парусности и масс // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 2. — С. 15—17.
15. Мамити Г. И., Льянов М. С., Ким В. А. Использование основного понятия механики "сила", в теории движения и расчете механизмов автомобиля // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 6. — С. 18—20.
16. Мамити Г. И. Новая теория движения автомобиля // Автомобильная промышленность. — 2019. — № 1. — С. 20—24.
17. Мамити Г. И., Абаев А. Х., Умирзоков А. М., Кочиев З. Т., Сланов С. А. Основные понятия и допущения теории движения колесных машин // Кишоварз (Земледелец) теоретический и научно-практический журнал. — 2019. — № 3. — С. 96—98.
18. Мамити Г. И., Льянов М. С., Ким В. А., Агузаров Т. Т., Гагкуев А. Е., Сланов С. А. Качение колеса // Автомобильная промышленность. — 2019. — № 10. — С. 21—23.
19. Jante A. Zur Theorie des Kraftwagens (Янте А. Механика движения автомобиля) / Пер. с нем. — М.: Машгиз, 1958. — 263 с.
20. Taborek J. J. Mechanics of Vehicles (Таборек Я. Механика автомобиля) / Пер. с англ. — М.: Машгиз, 1960. — 207 с.
21. Ellis J. R. Vehicle Dynamics (Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля) / Пер. с англ. М.: — Машиностроение, 1976. — 216 с.
22. Wong J. Y. Theory of ground Vehicles (Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств) / Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с.
23. Georg Rill. Vehicle Dynamics. Lecture Notes. University of applied sciences. October 2006, 470 p.
24. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics. Theory and Application. Springer Science + Business Media LCC 2008, 1015 p.

## "КАМАЗ" презентовал самый большой российский карьерный самосвал

Новая разработка инженеров компании — карьерный самосвал КАМАЗ-65807 — презентован на международной выставке машин и оборудования для горнодобывающей и горнообработывающей промышленности MiningWorld Russia-2021



На крупнейшей специализированной бизнес-площадке, проходившей с 20 по 22 апреля в международном выставочном центре "Крокус Экспо", ведущая машиностроительная компания показала КАМАЗ-65807-0000002-90 — самый большой российский карьерный самосвал полной массой 95 т, грузоподъемностью 65 т. Грузовик разработан и изготовлен в Научно-техническом центре "КАМАЗа".

(Начало. Окончание на 40 с.)

**М. И. Романченко**, канд. техн. наук, e-mail: romanchenko\_mi@bsaa.edu.ru, ФГБОУ ВО "Белгородский государственный аграрный университет имени В. Я. Горина", г. Белгород

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СВОБОДНОГО, ВЕДОМОГО И ТОРМОЗНОГО РЕЖИМОВ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С УЧЕТОМ НЕСИММЕТРИЧНОСТИ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ

*Приведена методика определения силовых и кинематических параметров шины и колеса для свободного, ведомого и тормозного режимов качения с учетом смещения центра нормальных реакций дорожной опорной поверхности. Величина смещения представлена в функции линейной зависимости от коэффициента продольной силы. Аналитическое описание зависимости отражает взаимосвязь коэффициента продольной силы и коэффициента несимметричности эпюры нормальных реакций опорной поверхности и определяет смещение центра нормальных реакций в направлении к задней части контактной площадки шины. Приведенная методика определения силовых и кинематических параметров с учетом несимметричности эпюры нормальных реакций опорной поверхности может найти практическое применение при выборе и обосновании оптимальных режимов торможения автомобильных колес в различных дорожных условиях.*

**Ключевые слова:** колесо, шина, качение, сила, режим, коэффициент, скольжение, трение, сцепление, эпюра.

*A method for determining the power and kinematic parameters of a tire and a wheel for free, driven and braking rolling modes, taking into account the displacement of the center of normal reactions of the road support surface, is presented. The amount of displacement is presented as a linear function of the longitudinal force coefficient. The analytical description of the dependence reflects the relationship between the longitudinal force coefficient and the asymmetry coefficient of the diagram of normal reactions of the support surface and determines the displacement of the center of normal reactions towards the rear of the tire contact area. The presented method for determining the power and kinematic parameters, taking into account the asymmetry of the diagram of the normal reactions of the support surface, can find practical application in the selection and substantiation of the optimal braking modes of automobile wheels in various road conditions.*

**Keywords:** wheel, tire, rolling, force, mode, coefficient, slip, friction, adhesion, diagram.

Ссылка для цитирования

**Романченко М. И.** Моделирование параметров свободного, ведомого и тормозного режимов качения с учетом несимметричности эпюры нормальных реакций // Грузовик, 2021. — № 6. — С. — 34—43

**Введение.** При обосновании методов определения силовых и кинематических параметров свободного, ведомого и тормозного режимов качения колеса необходимо учитывать смещение нормальной реакции дорожной опорной поверхности в плоскости контактной площадки шины. На эту необходимость обращают внимание авторы работ [1—5], в содержании которых можно выделить наличие определенной сложности и неоднозначности при экспериментальном определении отдельных составляющих смещения нормальной реакции. Следует также отметить отсутствие пригодных для применения адекватных моделей аналитического представления величины смещения с использованием исходных дан-

ных, доступных для получения и последующих расчетов.

**Цель исследований.** Целью исследований является разработка обобщенной математической модели взаимосвязи силовых и кинематических параметров для описания явлений, происходящих в плоскости контактной площадки шины при качении колеса в свободном, ведомом и тормозном режимах.

**Материалы и методы.** Для численного определения силовых и кинематических параметров при качении колеса в различных режимах целесообразно использование параболической эпюры нормальных реакций в плоскости контактной площадки шины [6, 7]. Наиболее приемлемой для

моделирования несимметричности эпюры относительных нормальных реакций по длине контактной площадки грузовой шины автомобильного колеса является параболическая зависимость четвертой степени величины  $r_z$  элементарной относительной нормальной реакции опорной поверхности [8]

$$r_z = \frac{1}{16}K - K\left(s_{\text{кп}} - \frac{1}{2}\right)^4, \quad (1)$$

где  $s_{\text{кп}}$  — относительная координата по продольной оси контактной площадки шины, соответствующая расчетному значению относительной нормальной реакции опорной поверхности;  $K$  — коэффициент пропорциональности, получаемый из условия равенства единице относительной площади эпюры элементарных относительных нормальных реакций.

Величина  $s_{\text{кп}}$  определяется в долевым выражении от длины контактной площадки шины:

$$s_{\text{кп}} = \frac{l}{l_{\text{кп}}}, \quad (2)$$

где  $l$  — текущая координата контактной площадки шины, отсчитываемая по ее продольной оси в направлении от крайней задней точки контактной площадки к передней точке;  $l_{\text{кп}}$  — длина контактной площадки шины.

Диапазон возможных расчетных значений текущей координаты контактной площадки шины  $0 \leq l \leq l_{\text{кп}}$ .

Расчетная несимметричность эпюры относительных нормальных реакций может быть получена подбором соответствующего значения коэффициента несимметричности  $k_{\text{н}}$  в интервале  $1 \leq k_{\text{н}} \leq 2$ .

Выражение (1) приобретает в этом случае дополнительный множитель

$$r_z = \left[ \frac{1}{16}K - K\left(s_{\text{кп}} - \frac{1}{2}\right)^4 \right] [k_{\text{н}} + 2(1 - k_{\text{н}})s_{\text{кп}}]. \quad (3)$$

Преобразование приводит к развернутому выражению, подлежащему интегрированию:

$$r_z = K \left[ k_{\text{н}} \left( -s_{\text{кп}}^4 + 2s_{\text{кп}}^3 - \frac{3}{2}s_{\text{кп}}^2 + \frac{1}{2}s_{\text{кп}} \right) + (2 - 2k_{\text{н}}) \left( -s_{\text{кп}}^5 + 2s_{\text{кп}}^4 - \frac{3}{2}s_{\text{кп}}^3 + \frac{1}{2}s_{\text{кп}}^2 \right) \right]. \quad (4)$$

Интегрирование полученного выражения по  $s_{\text{кп}}$  в интервале от 0 до 1 для определения суммарной нормальной реакции опорной поверхности  $R_{z \text{ max}}$

и приравнивание ее к нормальной нагрузке на колесо  $G_{\text{к}}$  представлено выражением

$$R_{z \text{ max}} = K \left[ k_{\text{н}} \int_0^1 \left( -s_{\text{кп}}^4 + 2s_{\text{кп}}^3 - \frac{3}{2}s_{\text{кп}}^2 + \frac{1}{2}s_{\text{кп}} \right) \times ds_{\text{кп}} + 2(1 - k_{\text{н}}) \times \int_0^1 \left( -s_{\text{кп}}^5 + 2s_{\text{кп}}^4 - \frac{3}{2}s_{\text{кп}}^3 + \frac{1}{2}s_{\text{кп}}^2 \right) ds_{\text{кп}} \right] = G_{\text{к}}. \quad (5)$$

В результате интегрирования в пределах значений  $0 \leq s_{\text{кп}} \leq 1$  получено

$$R_{z \text{ max}} = \frac{K}{20} = G_{\text{к}}. \quad (6)$$

Из этого следует, что для любого значения коэффициента несимметричности  $k_{\text{н}}$ , находящегося в указанном выше диапазоне, коэффициент  $K$  является величиной, пропорциональной  $G_{\text{к}}$

$$K = 20G_{\text{к}}. \quad (7)$$

Текущее значение суммарной нормальной реакции на участке скольжения элементов контактной площадки шины определяется интегрированием функции (5) в пределах значений  $0 \leq s_{\text{кп}} \leq s_{\text{ск}}$ :

$$R_{z \text{ ск}} = \int_0^{s_{\text{ск}}} \left[ \frac{1}{16}K - K\left(s_{\text{кп}} - \frac{1}{2}\right)^4 \right] \times [k_{\text{н}} + 2(1 - k_{\text{н}})s_{\text{кп}}] s_{\text{кп}}. \quad (8)$$

Величина коэффициента скольжения элементов контактной площадки шины  $s_{\text{ск}}$  определяется в долях длины контактной площадки шины, элементы которой находятся в скольжении, по отношению ко всей длине контактной площадки шины:

$$s_{\text{ск}} = \frac{l_{\text{ск}}}{l_{\text{кп}}}, \quad (9)$$

где  $l_{\text{ск}}$  — текущая координата границы участка скольжения контактной площадки шины, отсчитываемая по ее продольной оси в направлении от крайней задней точки контактной площадки к передней точке.

Диапазон возможных значений текущей координаты границы участка скольжения находится в интервале  $0 \leq l_{\text{ск}} \leq l_{\text{кп}}$ .

В результате интегрирования и преобразования получено выражение для определения сум-



марной нормальной реакции на участке скольжения контактной площадки шины:

$$R_{z\text{ск}} = 20G_k \times \left[ k_H \left( -\frac{1}{5}s_{\text{ск}}^5 + \frac{1}{2}s_{\text{ск}}^4 - \frac{1}{2}s_{\text{ск}}^3 + \frac{1}{4}s_{\text{ск}}^2 \right) + (1 - k_H) \left( -\frac{1}{3}s_{\text{ск}}^6 + \frac{4}{5}s_{\text{ск}}^5 - \frac{3}{4}s_{\text{ск}}^4 + \frac{1}{3}s_{\text{ск}}^3 \right) \right]. \quad (10)$$

Для отображения силовых параметров колеса при его качении в ведомом и тормозном режимах следует ввести в рассмотрение относительную величину — коэффициент продольной силы  $k_{R_x}$ , представляющий собой отношение продольной реакции  $R_x$  опорной поверхности к нормальной ее реакции  $R_z$  в контактной площадке шины, равной по величине и обратной по направлению нормальной (вертикальной) нагрузке  $G_k$  на колесо:

$$k_{R_x} = \frac{R_x}{R_z} = \frac{R_x}{G_k}. \quad (11)$$

Коэффициент продольной силы  $k_{R_x}$  определяется с учетом образования результирующей продольной реакции  $R_x$  двумя составляющими: соответственно  $R_{x\text{ск}}$  — на участке скольжения,  $R_{x\text{пок}}$  — на участке покоя элементов контактной площадки шины (рис. 1) и с использованием зависимостей

$$\begin{aligned} R_x &= R_{x\text{ск}} + R_{x\text{пок}}; \quad R_{x\text{ск}} = R_{z\text{ск}} \mu_{\text{сцск}}; \\ R_{x\text{пок}} &= R_{z\text{пок}} \mu_{\text{сцпок}}; \quad R_z = R_{z\text{ск}} + R_{z\text{пок}}; \\ R_{z\text{ск}} &= G_k \delta_{Rz\text{ск}}; \quad R_{z\text{пок}} = G_k \delta_{Rz\text{пок}}, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $R_{x\text{ск}}$ ,  $R_{x\text{пок}}$  — продольная реакция соответственно на участке скольжения и на участке покоя элементов контактной площадки шины;  $R_{z\text{ск}}$ ,  $R_{z\text{пок}}$  — нормальная реакция соответственно на участке скольжения и на участке покоя элементов контактной площадки шины;  $\mu_{\text{сцск}}$  — динамический коэффициент сцепления элементов контактной площадки шины на участке скольжения;  $\mu_{\text{сцпок}}$  — статический коэффициент сцепления элементов контактной площадки шины на участке покоя;  $G_k$  — нормальная нагрузка на колесо, воспринимаемая опорной поверхностью;  $\delta_{Rz\text{ск}}$  — относительная нормальная реакция на участке скольжения элементов контактной площадки шины;  $\delta_{Rz\text{пок}}$  — относительная нормальная реакция на участке покоя элементов контактной площадки шины.

Развернутое выражение для определения коэффициента продольной силы имеет вид

$$k_{R_x} = \left( 5s_{\text{ск}}^2 - 10s_{\text{ск}}^3 + 10s_{\text{ск}}^4 - 4s_{\text{ск}}^5 \right) \mu_{\text{сцск}} + (1 - k_H) \times \left[ 1 - \left( 5s_{\text{ск}}^2 - 10s_{\text{ск}}^3 + 10s_{\text{ск}}^4 - 4s_{\text{ск}}^5 \right) \mu_{\text{сцпок}} \right]. \quad (13)$$

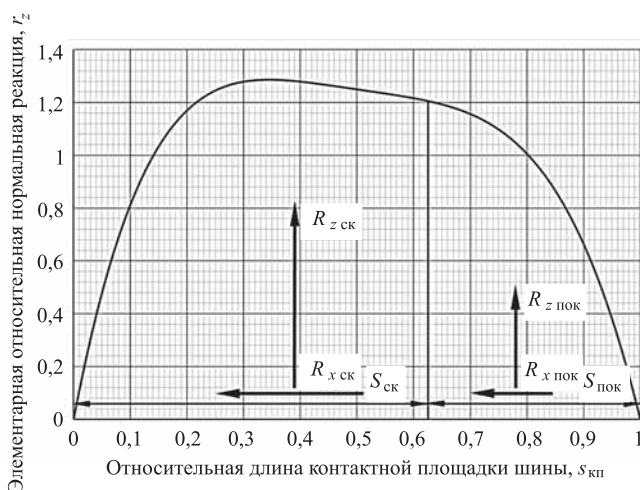
Динамический коэффициент сцепления элементов контактной площадки шины на участке скольжения  $\mu_{\text{сцск}}$  определяется по убывающей эллиптической зависимости от относительной нормальной реакции  $\delta_{Rz\text{ск}}$  на участке скольжения:

$$\mu_{\text{сцск}} = \mu_{\text{ск}} + \sqrt{(\mu_{\text{пок}} - \mu_{\text{ск}})^2 - (\mu_{\text{пок}} - \mu_{\text{ск}})^2 \delta_{Rz\text{ск}}^2}, \quad (14)$$

где  $\mu_{\text{ск}}$  — коэффициент трения скольжения при полном скольжении контактной площадки шины при заблокированном колесе в состоянии продольного юза;  $\mu_{\text{пок}}$  — коэффициент трения покоя элементов контактной площадки шины на опорной поверхности при полном отсутствии скольжения колеса и контактной площадки шины.

Максимальное значение динамического коэффициента сцепления  $\mu_{\text{сцск}}$  равно коэффициенту трения покоя контактной площадки шины на дорожной опорной поверхности при полном отсутствии скольжения колеса. Минимальное значение равно коэффициенту трения скольжения элементов контактной площадки при полном скольжении колеса.

Статический коэффициент сцепления элементов контактной площадки шины на участке покоя определяется по возрастающей эллиптической



**Рис. 1.** Схема образования продольных реакций в пятне контакта шины при качении колеса в тормозном режиме

зависимости от относительной нормальной реакции  $d_{Rz \text{ пок}}$  на участке покоя:

$$\mu_{\text{сц пок}} = \sqrt{\mu_{\text{пок}}^2 - \mu_{\text{пок}}^2 \delta_{Rz \text{ пок}}^2}. \quad (15)$$

Минимальное значение коэффициента  $\mu_{\text{сц пок}}$  равно нулю при отсутствии скольжения элементов контактной площадки шины. Максимальное значение равно коэффициенту трения покоя элементов контактной площадки шины на опорной поверхности в момент перехода к полному скольжению, когда последний крайний элемент в задней части контактной площадки еще продолжает находиться в состоянии покоя.

Относительная нормальная реакция на участке скольжения элементов контактной площадки шины определяется отношением

$$\delta_{Rz \text{ ск}} = \frac{R_{z \text{ ск}}}{R_z} = \frac{R_{z \text{ ск}}}{G_k}, \quad (16)$$

или в развернутом виде

$$\delta_{Rz \text{ ск}} = 20 \left[ k_H \left( -\frac{1}{5} s_{\text{ск}}^5 + \frac{1}{2} s_{\text{ск}}^4 - \frac{1}{2} s_{\text{ск}}^3 + \frac{1}{4} s_{\text{ск}}^2 \right) + (1 - k_H) \left( -\frac{1}{3} s_{\text{ск}}^6 + \frac{4}{5} s_{\text{ск}}^5 - \frac{3}{4} s_{\text{ск}}^4 + \frac{1}{3} s_{\text{ск}}^3 \right) \right]. \quad (17)$$

Относительная нормальная реакция на участке покоя определяется отношением

$$\delta_{Rz \text{ пок}} = \frac{R_{z \text{ пок}}}{R_z} = \frac{R_{z \text{ пок}}}{G_k}. \quad (18)$$

Площадь эпюры на участке скольжения  $s_{\text{ск}}$  элементов контактной площадки беговой дорожки шины представляет собой относительную нормальную реакцию  $\delta_{Rz \text{ ск}}$  на участке скольжения, а площадь эпюры на участке покоя  $s_{\text{пок}}$  — относительную нормальную реакцию  $\delta_{Rz \text{ пок}}$  на участке покоя (см. рис. 1). На участке скольжения действуют составляющая  $R_{z \text{ ск}}$  нормальной реакции опорной поверхности и составляющая  $R_{x \text{ ск}}$  продольной реакции, а на участке покоя — соответственно составляющие  $R_{z \text{ пок}}$  и  $R_{x \text{ пок}}$ . Обе составляющие продольной реакции  $R_{x \text{ ск}}$  и  $R_{x \text{ пок}}$  действуют в направлении, противоположном прямолинейному движению колеса.

Сумма относительных нормальных реакций контактной площадки шины на участке покоя и на участке скольжения равна единице, т. е.

$$\delta_{Rz \text{ ск}} + \delta_{Rz \text{ пок}} = 1. \quad (19)$$

В предыдущих исследованиях автора статьи установлено, что коэффициент скольжения колеса  $s_k$  в рациональной форме выражается зависимостью

$$s_k = \frac{\alpha_k s_{\text{ск}}}{\sqrt{4\pi^2 (1 - s_{\text{ск}}) + \alpha_k^2 s_{\text{ск}}}}, \quad (20)$$

где  $\alpha_k$  — центральный угол контакта шины с опорной поверхностью, рад.

Обратная зависимость коэффициента скольжения контактной площадки шины от коэффициента скольжения колеса представлена выражением

$$s_{\text{ск}} = \frac{(\alpha_k^2 - 4\pi^2) s_k^2 + \sqrt{(16\pi^4 - 8\pi^2 \alpha_k^2 + \alpha_k^4) s_k^2 + 16\pi^2 \alpha_k^2}}{2\alpha_k^2}. \quad (21)$$

В классической форме представления зависимость коэффициента скольжения колеса должна быть выражена зависимостью [10]

$$s_{k \text{ кл}} = \frac{s_k}{1 + s_k}. \quad (22)$$

Радиус качения колеса в тормозном режиме определяется выражением

$$r_{k \text{ торм}} = r_{k \text{ св}} (1 + s_k), \quad (23)$$

где  $r_{k \text{ св}}$  — радиус качения колеса в свободном режиме.

Для определения продольного смещения центра нормальных реакций опорной поверхности используем статический момент эпюры относительно вертикальной оси  $r_z$ , который выражается интегральной функцией

$$S_z = \int_0^1 \left[ \frac{1}{16} K - K \left( s_{\text{кп}} - \frac{1}{2} \right)^4 \right] \times \left[ k_H + 2(1 - k_H) s_{\text{кп}} \right] s_{\text{кп}} ds_{\text{кп}}. \quad (24)$$

После интегрирования выражения в пределах значений  $0 \leq s_{\text{кп}} \leq 1$  получено

$$S_z = \frac{K}{420} [13 - 2,5k_H]. \quad (25)$$

Продольная координата центра масс несимметричной эпюры по относительной длине контактной площадки шины определяется с учетом зависимости (6) выражением

$$s_{\text{кп цм}} = \frac{S_z}{G_k} = \frac{1}{21} [13 - 2,5k_H]. \quad (26)$$

Относительное смещение продольной координаты результирующей нормальной реакции относительно геометрического центра продольной оси контактной площадки шины составляет

$$\Delta_{\text{нр}} = s_{\text{кп цм}} - 0,5. \quad (27)$$

Смещение продольной координаты результирующей нормальной реакции относительно геометрического центра продольной оси контактной площадки шины определяет плечо действия результирующей нормальной реакции относительно вертикальной оси колеса:

$$a_{\text{нр}} = \Delta_{\text{нр}} l_{\text{кп}}. \quad (28)$$

При качении колеса в свободном режиме численное значение этого плеча  $a_{\text{нр св}}$  определяется из известной формулы момента сопротивления деформации шины [9]:

$$a_{\text{нр св}} = \frac{h_{\text{ст}}}{2\pi}. \quad (29)$$

В качестве примера выполнен расчет коэффициента несимметричности, а также силовых и кинематических параметров качения автомобильного колеса с шиной 11,0-R20 Pirelli при следующих исходных данных: свободный радиус шины  $r_{\text{св}} = 0,541$  м; статический нормальный прогиб шины  $h_{\text{ст}} = 43$  мм = 0,043 м; длина контактной площадки шины  $l_{\text{кп}} = 436$  мм = 0,436 м; центральный угол контакта шины  $\alpha_{\text{к}} = 0,826$  рад; коэффициент трения покоя элементов контактной площадки шины на опорной поверхности при полном отсутствии скольжения колеса  $\mu_{\text{пок}} = 0,85$ ; коэффициент трения скольжения элементов контактной площадки шины при полном скольжении колеса  $\mu_{\text{ск}} = 0,7$ ; нормальная нагрузка на колесо  $G_{\text{к}} = 29,63$  кН; давление воздуха в шине  $p_{\text{w}} = 0,725$  МПа.

Радиус качения колеса в свободном режиме

$$r_{\text{к св}} = \frac{l_{\text{кп}}}{\alpha_{\text{к}}}, \quad (30)$$

$$r_{\text{к св}} = \frac{436}{0,826} = 527,8 \text{ мм} = 0,528 \text{ м}.$$

Момент сопротивления деформации шины при качении колеса

$$M_{\text{деф}} = \frac{G_{\text{к}} h_{\text{ст}}}{2\pi}, \quad (31)$$

$$M_{\text{деф}} = \frac{29,63 \cdot 43}{2\pi} = 202,78 \text{ кН} \cdot \text{мм} = 0,203 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления деформации шины преодолевается приложенным к колесу крутящим моментом

$$M_{\text{к деф}} = M_{\text{деф}} = 0,203 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент сопротивления деформации шины при качении колеса в свободном режиме составляет

$$f_{\text{к св}} = \frac{h_{\text{ст}}}{2\pi r_{\text{к св}}}, \quad (32)$$

$$f_{\text{к св}} = \frac{0,043}{2\pi \cdot 0,528} = 0,01296.$$

Условная продольная реакция опорной поверхности при качении колеса в свободном режиме составляет

$$R_{\text{х св}} = \frac{M_{\text{к деф}}}{r_{\text{к св}}}, \quad (33)$$

$$R_{\text{х св}} = \frac{0,203}{0,528} = 0,384 \text{ кН}.$$

Численное значение плеча действия результирующей нормальной реакции относительно оси колеса при его качении в свободном режиме составляет по формуле (29)

$$a_{\text{нр св}} = \frac{43}{2\pi} = 6,84 \text{ мм}.$$

Относительное смещение центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки должно составлять при свободном режиме качения

$$\Delta_{\text{нр св}} = \frac{a_{\text{нр св}}}{l_{\text{кп}}}, \quad (34)$$

$$\Delta_{\text{нр св}} = \frac{6,84}{436} = 0,01569.$$

Для определения расчетной величины коэффициента несимметричности эпюры относительных нормальных реакций  $k_{\text{н св}}$  при свободном режиме качения колеса необходимо преобразовать выражение (26) с учетом соотношения (35), полученного из выражения (27)

$$s_{\text{кп цм св}} = \Delta_{\text{нр св}} + 0,5. \quad (35)$$

В результате получается выражение

$$k_{\text{н св}} = 1 - 8,4\Delta_{\text{нр св}}. \quad (36)$$

В приведенном примере для шины 11,0-R20 Pirelli расчетное значение коэффициента несимметричности эпюры относительных нормальных реакций при качении колеса в свободном режиме составляет

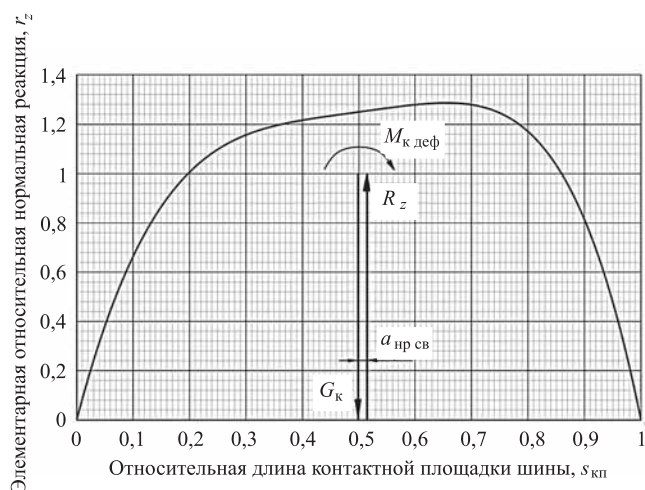
$$k_{нсв} = 1 - 8,4 \cdot 0,01569 = 0,8682.$$

На рис. 2 изображена несимметричная эпюра относительных нормальных реакций, приведенная к продольной оси контактной площадки шины на недеформируемой опорной поверхности, и наложенная на эпюру схема смещения нормальной реакции опорной поверхности при качении колеса в свободном режиме.

В ведомом и тормозном режимах качения колеса при увеличении на некоторую величину относительного смещения центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки коэффициент несимметричности эпюры относительных нормальных реакций может быть представлен выражением (36), дополненным коэффициентом  $\varphi$  изменения относительного смещения

$$k_{нсв} = 1 - 8,4\Delta_{нр св} (1 - \varphi). \quad (37)$$

Следует иметь в виду, что изменение величины смещения заключается в постепенном перемещении центра нормальных реакций сначала ближе к геометрическому центру контактной площадки шины, а затем в направлении к заднему ее краю.



**Рис. 2.** Схема смещения нормальной реакции опорной поверхности при нулевом значении коэффициента продольной силы в свободном режиме качения колеса

В работе [3] отмечается, что продольное смещение центра нормальной реакции прямо пропорционально продольному усилию в пятне контакта, т. е. продольной реакции.

В связи с этим наиболее приемлемой следует признать прямую пропорциональную зависимость с коэффициентом  $\beta$ :

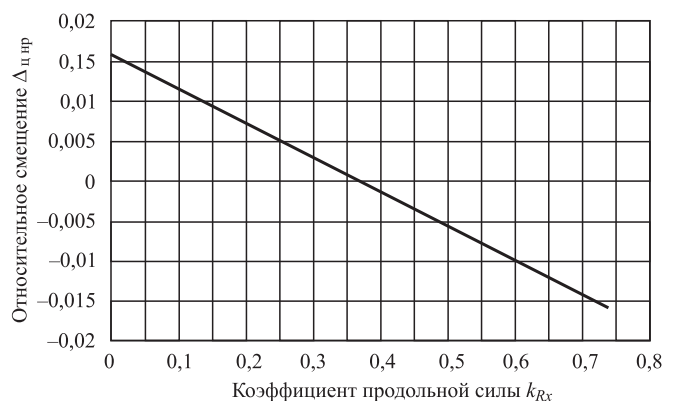
$$\varphi = \beta \frac{k_{Rx}}{k_{Rx \max}}. \quad (38)$$

Тогда можно представить пропорциональную зависимость в виде выражения (39), полагая при этом, что некоторое максимальное значение коэффициента  $\varphi_{\max}$  приращения относительного смещения наблюдается при максимальном значении коэффициента  $k_{Rx \max}$  продольной силы (рис. 3).

$$k_{нсв} = 1 - 8,4\Delta_{нр св} \left( 1 - \beta \frac{k_{Rx}}{k_{Rx \max}} \right). \quad (39)$$

Численное значение показателя  $\beta$  как коэффициента прямой пропорциональности может варьировать в диапазоне от единицы до определенного возрастающего значения, которое можно получить из экспериментальных или расчетных данных по величине относительного смещения центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки в экстремальном режиме нагружения колеса максимальным тормозным моментом.

Относительное смещение центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки



**Рис. 3.** Линейная зависимость относительного смещения нормальной реакции от коэффициента продольной силы для ведомого и тормозного режимов качения колеса

в ведомом и тормозном режимах выражается зависимостью от относительного смещения центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки в свободном режиме:

$$\Delta_{\text{нр}} = \Delta_{\text{нр св}} \left( 1 - \beta \frac{k_{R_x}}{k_{R_x \text{ max}}} \right). \quad (40)$$

Зависимость строится по функции от коэффициента продольной силы, текущее значение которого делится на максимальное значение  $k_{R_x \text{ max}}$  этого коэффициента. На первом шаге следует выбрать начальное значение коэффициента продольной силы, равное  $k_{R_x \text{ max}}$  при симметричной эпюре, т. е. при коэффициенте несимметричности, равном единице. Полученное расчетное значение следует подставить в расчетную формулу коэффициента несимметричности эпюры (35) и относительного смещения центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки (38). Для получения конечных результатов необходимо выполнить несколько предварительных расчетов с пошаговым уточнением максимального значения  $k_{R_x \text{ max}}$ . Для достижения необходимой точности достаточно произвести три-четыре расчетных цикла.

Например, принято расчетное значение  $\beta = 2$ . В этом случае будет наблюдаться двукратное изменение относительного смещения центра нормальных реакций несимметричной эпюры относительно геометрического центра контактной площадки при максимальном значении коэффициента продольной силы в тормозном режиме качения колеса по сравнению с начальным значением, соответствующим свободному режиму качения колеса.

Для тормозного режима качения колеса зависимость удельного тормозного момента имеет вид:

$$k_{M \text{ торм}} = k_{R_x} r_{\text{к св}} - \Delta_{\text{нр}} \left( 1 - \beta \frac{k_{R_x}}{k_{R_x \text{ max}}} \right) I_{\text{кп}}. \quad (41)$$

После преобразований можно получить выражение для определения коэффициента условной продольной силы

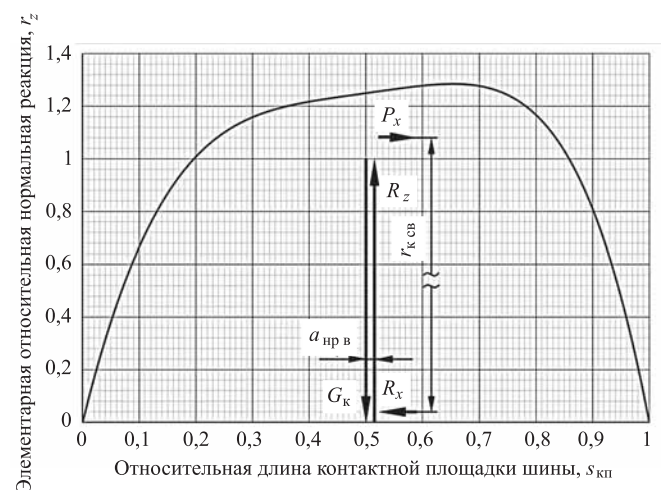
$$k_{R_x \text{ усл}} = k_{R_x} - \Delta_{\text{нр}} \left( 1 - \beta \frac{k_{R_x}}{k_{R_x \text{ max}}} \right) \alpha_{\text{к}}. \quad (42)$$

При нулевом значении условной продольной силы  $k_{R_x \text{ усл}} = 0$  реализуется ведомый режим качения колеса. В этом режиме действует момент

сопротивления деформации шины  $M_{\text{деф}}$ , представленный парой нормальных сил  $G_{\text{к}}$  и  $R_z$ , равных по величине и обратных по направлению, отстоящих друг от друга на плече  $a_{\text{нр в}}$ . Этому моменту противодействует момент пары сил — толкающей силы  $P_x$  и продольной реакции опорной поверхности  $R_x$  на условном плече, равном радиусу качения колеса в свободном режиме  $r_{\text{к св}}$  (рис. 4).

Смещение центра нормальных реакций опорной поверхности в ведомом режиме составляет: в относительном исчислении  $\Delta_{\text{нр в}} = 0,0152$ , в абсолютном исчислении —  $a_{\text{нр в}} = 6,63$  мм. Коэффициент несимметричности эпюры нормальных реакций составляет  $k_{\text{н}} = 0,8723$ . Численные значения коэффициента скольжения колеса и коэффициента скольжения элементов контактной площадки шины составляют соответственно  $s_{\text{к}} = 0,000656$  и  $s_{\text{ск}} = 0,00498$ . Коэффициент продольной силы для ведомого режима качения составляет  $k_{R_x} = 0,01254$ .

Тормозной режим начинает реализовываться при значении коэффициента скольжения колеса, соответствующем положительному значению условной продольной силы. При переходе от ведомого режима качения колеса к тормозному режиму тормозной момент  $M_{\text{торм}}$ , приложенный к колесу, включает в себя две составляющие — тормозной момент  $M_{\text{т деф}}$ , преодолевающий действие на плече, равном смещению  $a_{\text{нр}}$  нормальной реакции, пары нормальных сил  $R_z$  и  $G_{\text{к}}$ , образующих момент сопротивления деформации шины, и тормозной момент  $M_{\text{т } P_x, R_x}$ , преодолевающий действие на условном плече, равном радиусу  $r_{\text{к св}}$



**Рис. 4.** Схема смещения нормальной реакции опорной поверхности в ведомом режиме качения колеса

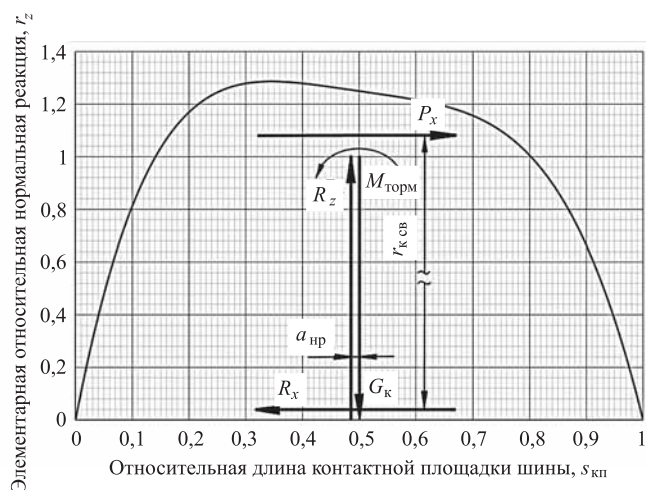


качения колеса в свободном режиме, момента пары противоположно направленных продольных сил — толкающей  $P_x$  и реактивной  $R_x$ .

Следует иметь в виду, что при постепенном увеличении продольной силы  $P_x$  и продольной реакции  $R_x$  достигается равенство нулю смещения центра нормальных реакций, т. е.  $\Delta_{\text{нр}} = 0$ . Коэффициент несимметричности эпюры относительных нормальных реакций опорной поверхности при этом равен единице, т. е.  $k_{\text{н}} = 1$ . Эпюра относительных нормальных реакций становится симметричной. Момент пары нормальных сил  $R_z$  и  $G_k$  меняет направление своего действия и начинает способствовать вращению колеса в направлении движения, т. е. он превращается в дополнительный крутящий момент. Коэффициент скольжения колеса с шиной 11,0-R20 Pirelli в этом режиме составляет  $s_k = 0,0231$ , коэффициент скольжения элементов контактной площадки шины —  $s_{\text{ск}} = 0,161$ . Коэффициент продольной силы составляет  $k_{R_x} = 0,4062$ .

По мере дальнейшего увеличения продольной силы  $P_x$  происходит смещение центра нормальных реакций в направлении, противоположном прямолинейному движению колеса. Эпюра становится несимметричной, с большей площадью в задней части контактной площадки по сравнению с передней ее частью.

На рис. 5 представлена несимметричная эпюра нормальных реакций опорной поверхности и наложенная на нее схема смещения нормальной реакции опорной поверхности с приложением сил



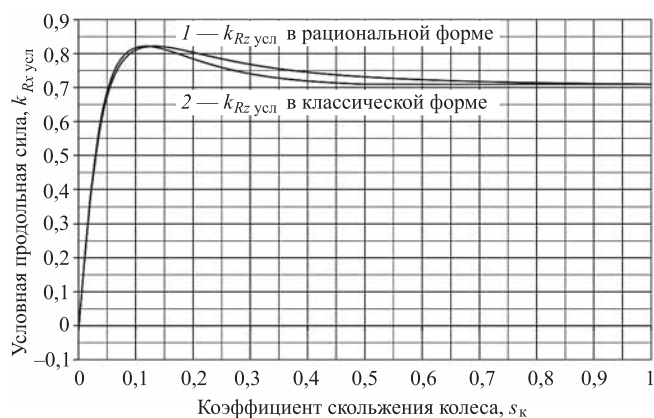
**Рис. 5.** Схема смещения нормальной реакции опорной поверхности с приложением сил и моментов при максимальном значении коэффициента продольной силы в тормозном режиме качения колеса

и моментов в тормозном режиме качения колеса при максимальном значении коэффициента продольной силы  $k_{R_x \text{ max}} = 0,8085$  и коэффициенте несимметричности эпюры относительных нормальных реакций опорной поверхности  $k_{\text{н}} = 1,1318$ .

Расчетные зависимости условной продольной силы от коэффициента скольжения колеса в ведомом и тормозном режимах в рациональной и классической формах представления коэффициента скольжения колеса изображены на рис. 6.

**Результаты и обсуждение.** Ниже приведены сравнительные результаты расчета силовых и кинематических параметров для ведомого и тормозного режимов качения колеса при симметричной и несимметричной эпюрах нормальных реакций в области максимального значения коэффициента продольной силы  $k_{R_x \text{ max}}$ . Эта область является экстремальной в отношении реализации тормозных свойств колеса, предшествующей возрастающему неустойчивому скольжению колеса и срыву его в юз.

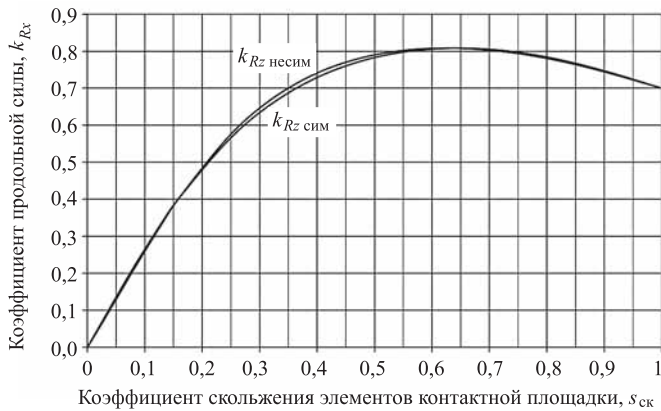
Графическое представление результатов расчета для сравнительной оценки силовых и кинематических параметров шины и колеса при несимметричной эпюре нормальных реакций, имеющей коэффициент несимметричности  $k_{\text{н}} = 1,1318$  при максимальном коэффициенте продольной силы  $k_{R_x \text{ max}} = 0,8085$ , коэффициенте скольжения колеса  $s_k = 0,1325$ , коэффициенте скольжения элементов контактной площадки шины  $s_{\text{ск}} = 0,6255$  и симметричной эпюре при максимальном коэффициенте продольной силы  $k_{R_x \text{ max}} = 0,8085$ ,



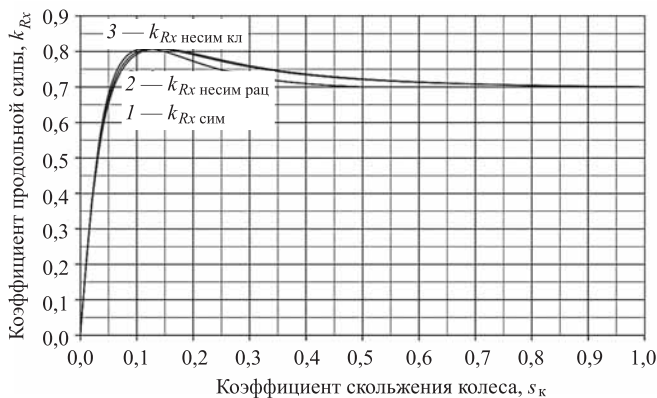
**Рис. 6.** Зависимости условной продольной силы от коэффициента скольжения колеса в ведомом и тормозном режимах в рациональной и классической формах представления коэффициента скольжения колеса

коэффициенте скольжения колеса  $s_k = 0,1400$ , коэффициенте скольжения элементов контактной площадки шины  $s_{ck} = 0,6447$  показано на рис. 7 и 8.

Относительное и абсолютное смещение центра нормальных реакций для несимметричной эпюры составляет соответственно  $\Delta_{нр} = -0,01567$  и  $a_{нр} = -6,83$  мм. Как следует из полученных расчетных данных, для экстремальной точки, соответствующей максимальному коэффициенту продольной силы, значения кинематических параметров шины и колеса при несимметричной и симметричной эпюрах имеют некоторые отличия. Значение коэффициента скольжения контактной площадки шины при симметричной эпюре нормальных реакций больше соответствующего значения при несимметричной эпюре на 3,07 %. Значение коэффициента скольжения колеса шины при симметричной эпюре нормальных



**Рис. 7.** Зависимости коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения элементов контактной площадки шины при несимметричной и симметричной эпюрах нормальных реакций опорной поверхности



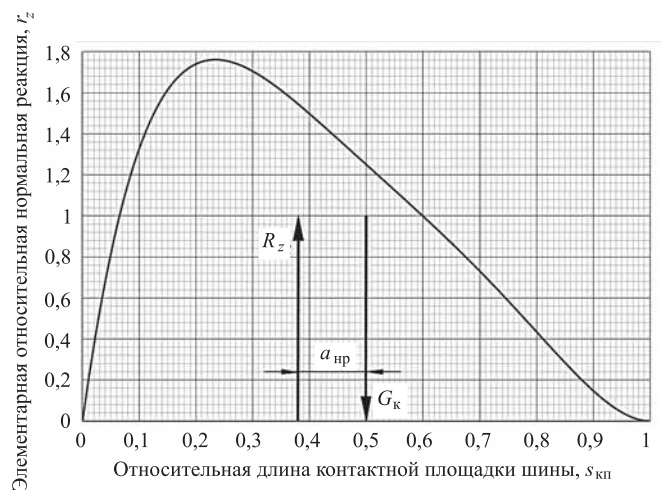
**Рис. 8.** Зависимости коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения колеса при несимметричной и симметричной эпюрах нормальных реакций опорной поверхности

реакций больше соответствующего значения при несимметричной эпюре на 5,66 %. При классическом представлении коэффициента скольжения колеса его значение составляет  $s_k = 0,117$ , что меньше на 16,43 % по сравнению со значением в рациональном представлении.

Увеличение несимметричности эпюры приводит к смещению максимума коэффициента продольной силы в сторону меньших значений коэффициента скольжения элементов контактной площадки шины и коэффициента скольжения колеса при неизменном максимальном значении коэффициента продольной силы.

Следует иметь в виду, что в предложенной графоаналитической модели, — во избежание некорректного представления эпюры относительных нормальных реакций опорной поверхности с переходом в область их отрицательных значений, — наложено ограничение по величине гипотетического относительного смещения центра нормальных реакций, максимальное относительное значение которого не должно превышать  $\Delta_{нр} = -0,119$  при граничном значении коэффициента несимметричности эпюры  $k_H = 2$  (рис. 9). Для исследуемой шины 11,0-R20 Pirelli максимальное абсолютное смещение центра нормальных реакций в тормозном режиме ограничено предельным значением  $a_{нр} = -58,9$  мм.

**Заключение.** Представленная графоаналитическая модель несимметричной эпюры относительных нормальных реакций позволяет получить подходящую расчетную форму эпюры, отображающую силовые параметры шины и колеса, применительно к свободному, ведомому и тормозно-



**Рис. 9.** Смещение центра нормальных реакций опорной поверхности при гипотетической предельной несимметричности эпюры нормальных реакций



му режимам качения колеса. Приведенная методика определения силовых и кинематических параметров с учетом несимметричности эпюры нормальных реакций дорожной опорной поверхности может найти применение при расчете и обосновании оптимальных режимов торможения автомобильных колес в условиях эксплуатации на различных дорожных покрытиях, отличающихся сцепными свойствами шин.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Козлов Ю. Н., Сальников В. И., Барашков А. А., Балакина Е. В. Определение взаимного положения зон разного трения в пятне контакта шины с опорной поверхностью // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 7. — С. 15–17.
2. Балакина Е. В., Зотов Н. М. Расчет продольного сноса нормальной реакции на колесо из-за упругих угловых деформаций шины // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 4. — С. 25–26.
3. Копотилов В. И. Смещение пятна контакта шины как фактор изменения сопротивления качению // Грузовик. — 2016. — № 4. — С. 26–30.
4. Луан Ле Ван, Федотов А. И. Математическая модель для расчета нормальных и касательных напряжений в пятне контакта колеса с эластичной шиной с плоской опорной поверхностью // Состояние и перспек-
- тивы развития социально-культурного и технического сервиса: материалы II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. В 2 ч. Ч. 1. — Бийск: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та. — 2014. — С. 139–144.
5. Максимов Е. А., Устиновский Е. П. Математическое моделирование силовых и кинематических параметров для ведомого, ведущего и тормозящего колес // Проблемы механики и управления. Нелинейные механические системы: межвузовский сборник научных трудов. — 2020. Вып. 52. — С. 52–67.
6. Богомолов В. А. Расчетное распределение давлений в пятне контакта шины с поверхностью дорожной одежды // Вестник ХНАДУ. — 2016. Вып. 72. — С. 143–150.
7. Алипов А. А., Беляков В. В., Блохин А. Н., Зезюлин Д. В. Распределение давлений в контакте шины с дорогой // Вестник ИЖГТУ. — 2011. — № 1 (49). — С. 15–18.
8. Романченко М. И. Силовые параметры качения колеса в ведущем режиме // Тракторы и сельхозмашины. — 2009. — № 9. — С. 41–44.
9. Романченко М. И. Сопротивление деформации шины при качении колеса // Автомобильная промышленность. — 2009. — № 7. — С. 20–23.
10. Романченко М. И. О рациональном представлении коэффициента скольжения колеса в тормозном режиме // Научное обеспечение развития АПК в современных условиях: материалы Всероссийской науч.-практ. конф. В 3 т. Т. 3. Ижевск. ФГОУ ВПО Ижевская ГСХА. — 2011. — С. 159–166.

*(Окончание. Начало на 30 с.)*

Это уже второй представитель абсолютно нового семейства автомобилей в камазовской линейке настоящих карьерных самосвалов (см. "Грузовик" № 3/2021). Напомним, первая модель этого ряда — КАМАЗ-65805 была презентована на аналогичной выставке в октябре 2020 г. Дебютировавший прошлым летом 60-тонный автомобиль КАМАЗ-65805, как и новая модель — 65-тонный КАМАЗ-65807, предназначен для транспортировки скальной и горной породы в средних и малых карьерах в районах с умеренным и холодным климатом. Семейство будет состоять из карьерных самосвалов с колесной формулой 8×4 и 10×6, грузоподъемностью от 45 до 70 т.

Как пояснил главный конструктор инновационных автомобилей Научно-технического центра компании Сергей Назаренко, в силу своих технических характеристик новейшая разработка компании — КАМАЗ-65807 обеспечивает лучшие показатели в отрасли. Длина самосвала — 11 040 мм, ширина — 3500 мм, высота — 4100 мм. При этом, несмотря на свои внушительные размеры, машина обладает маневренностью на уровне самосвалов 8×4.

Под капотом КАМАЗ-65807 установлен новый рядный 12-литровый дизельный двигатель КАМАЗ Р6 (910.10-550) экологического класса "Евро-5", мощностью 550 л.с. Коробка передач представляет собой гидромеханический семиступенчатый автомат, что для карьерной техники в таком классе грузоподъемности является самым подходящим решением, так как позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности.

Колесная формула автомобиля — 10×6. Три задних моста — ведущие. При этом две первые оси и последний задний мост — управляемые, т. е. их колеса поворачиваются. Такое решение позволяет повысить маневренность автомобиля при работе в карьере. На ведущие колеса приходится более 72 % сцепного веса автомобиля, что выше, чем у дорожных самосвалов 8×4, и практически достигает показателей самосвалов 6×4. Это обеспечивает высокие показатели проходимости автомобиля, в том числе и по мокрой дороге внутри карьера.

Задние ведущие мосты представляют собой полноценный тридем, т. е. распределение крутящего момента происходит в равной пропорции между ними. Самосвальная платформа с днищем и боковинами из специальной стали увеличенной толщины используется для погрузки больших и твердых глыб горной породы. Благодаря ее обогреву отработавшими газами двигателя решен вопрос с примерзанием мокрого зимнего грунта. Кузов, угол наклона которого равен 50°, имеет специальный защитный козырек над кабиной, защищающий водителя, агрегаты и узлы самосвала от падения скальной породы. Объем самосвальной платформы в скальном исполнении — 30 м<sup>3</sup>. Внутренняя ширина самосвальной платформы — 3 м.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

**К. З. Тиллоев**, аспирант, e-mail: kudratullo.tilloev@bk.ru, **С. В. Кондаков**, д-р техн. наук, профессор, Южно-Уральский государственный университет (ЮУрГУ), г. Челябинск

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСТОЙЧИВОСТИ ЭКСКАВАТОРА, ОБОРУДОВАННОГО КОНУСНЫМ РАСКАТЧИКОМ

Рассмотрена конструкция и методика расчета устойчивости гусеничного экскаватора, оборудованного новым рабочим органом (конусным раскатчиком). Методика расчета отличается тем, что во время уплотнения земляного полотна автомобильных дорог происходит погружение конуса в грунт, и экскаватор стремится опрокидываться в сторону заднего опорного катка гусеницы, в отличие от традиционной опасности опрокидывания через передний опорный каток при работе с ковшом.

**Ключевые слова:** гусеничный экскаватор, устойчивость машины, конусный раскатчик, уплотняемый грунт, ребро опрокидывания экскаватора.

The construction and method of calculating the stability of a crawler excavator equipped with a new working body (cone roller) are considered. The calculation method differs in that during the compaction of the roadbed, the cone sinks into the ground, and the excavator tends to roll in the direction of the rear track support roller, in contrast to the traditional danger of tipping over the front support roller when working with a bucket.

**Keywords:** crawler excavator, stability machine, cone roller, soil compaction, edge tipping excavator.

Ссылка для цитирования

Тиллоев К. З., Кондаков С. В. Методика расчета устойчивости экскаватора, оборудованного конусным раскатчиком // Грузовик. — 2021. — № 7. — С. 41—44

Экскаватор с новым рабочим органом в виде конусного раскатчика предназначен для уплотнения грунта при возведении земляного полотна автомобильных дорог. Уплотнение дорожно-строительных материалов осуществляется при вращении коленчатого вала и приложения вертикальной нагрузки стрелой экскаватора [1].

Движение рабочего органа (конусного раскатчика) 1 (рис. 1) осуществляется при помощи закрепленного на траверсе 3 гидровращателя 2, приводом которого является гидравлическая система экскаватора.

На рис. 2 отображено сечение контакта конусного устройства с образуемой скважиной, предельный зазор между корпусом раскатчика и стенкой скважины равен  $D = d + 2e$ , где  $d$  — диаметр раскатчика;  $D$  — диаметр скважины;  $e$  — эксцентриситет коленчатого вала.

При использовании предлагаемого конусного раскатчика уменьшается площадь контакта рабочего органа с грунтом в несколько раз (длина дуги АВ (рис. 2) многократно меньше длины окружности скважины) [2].

Во время работы экскаватора с конусным раскатчиком действующие силы вызывают реакции, которые стремятся опрокинуть машину.

Вероятность потери устойчивости возникает, если опрокидывающий момент  $M_0$  от действия

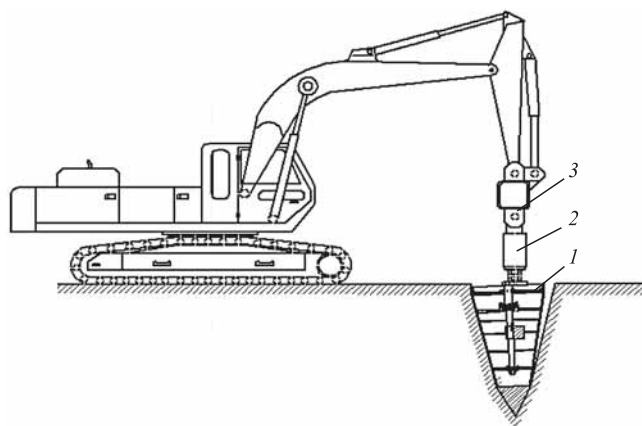


Рис. 1. Конусный раскатчик на базе гидравлического экскаватора:

1 — конусный раскатчик; 2 — гидровращатель; 3 — траверса

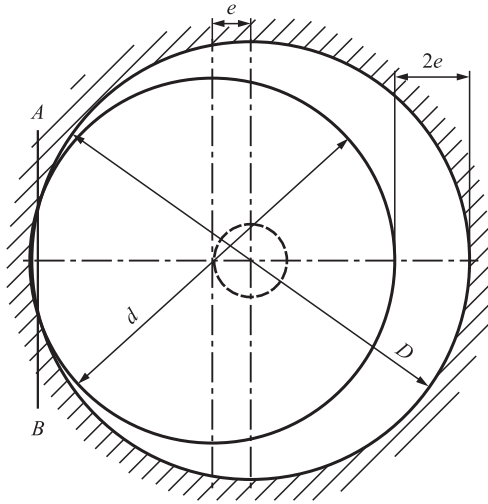


Рис. 2. Схема раскатки скважины (вид сверху)

внешних сил превышает момент устойчивости  $M_y$  (1). При потере устойчивости и начале вращения экскаватора вокруг ребра опрокидывания, в условиях больших динамических нагрузок, происходит опрокидывание [3, 4].

$$K_y = \frac{M_y}{M_o}, \quad (1)$$

где  $M_y$ ,  $M_o$  — моменты относительно ребра опрокидывания удерживающих и опрокидывающих сил, Н·м.

При расчете коэффициента запаса устойчивости экскаватора во всех его состояниях, за исключением копания грунта, принимаем  $K_y > 1,15$ .

Расчет устойчивости при копании грунта принимается условно, в связи с тем, что потеря устойчивости в этом случае ведет к опрокидыванию машины относительно ребра опрокидывания при дополнительной опоре на навесное оборудование. Тогда коэффициент запаса устойчивости  $K_y > 1,05...1,1$  [5].

Устойчивость экскаватора разделяется на две группы: 1 — при копании грунта, 2 — все остальные состояния.

В нашем случае рассмотрим вторую группу расчета устойчивости экскаватора, оборудованного конусным раскатчиком при условии, что экскаватор должен создавать максимальное усилие на рабочий орган под углом  $90^\circ$  при продольных и поперечных положениях самого экскаватора относительно раскатываемых скважин.

## Методика исследования

Экскаватор, переоборудованный для работы с конусным раскатчиком, приобретает новые тех-

нологические возможности. Гусеничный экскаватор с конусным раскатчиком может использоваться в качестве эффективного средства для уплотнения оснований автомобильных дорог, грунтовых насыпей, а также при строительстве котлованов промышленных и гражданских объектов.

Навесное оборудование в виде конусного раскатчика существенно изменяет направление приложения нагрузки и его величину, что делает невозможным применение традиционной методики оценки устойчивости экскаватора, работающего с ковшом.

В первую очередь это связано с тем, что изменяются положения ребра опрокидывания: если в традиционном экскаваторе с ковшом — это передний опорный каток гусеницы, то в случае конусного раскатчика — это задний опорный каток (точка А, рис. 3, а, б). Расчет проведен для двух положений экскаватора (продольного а и поперечного б (рис. 3)) относительно раскатываемых скважин.

В качестве прототипа экскаватора взят экскаватор типа ЕК-270, эксплуатационная масса которого составляет  $G = 27,7$  т.

Размеры, указанные на рис. 3, и соответствующие силы от приведенных масс определяются следующими формулами:

Масса поворотной платформы с механизмами:

$$G_{пов} = 0,49G, \quad (2)$$

где  $G$  — эксплуатационная масса экскаватора, т.

Масса ходовой тележки:

$$G_{хт} = 0,36G. \quad (3)$$

Масса рукояти:

$$G_p = 1,55G_{po} + G_{гм}, \quad (4)$$

где  $G_{po}$  — масса рабочего органа, т;  $G_{гм}$  — масса гидровращателя марки Delta RD-30, т.

Под параметры гидросистемы указанного выше экскаватора выбран гидровращатель типа Delta RD-30 [6].

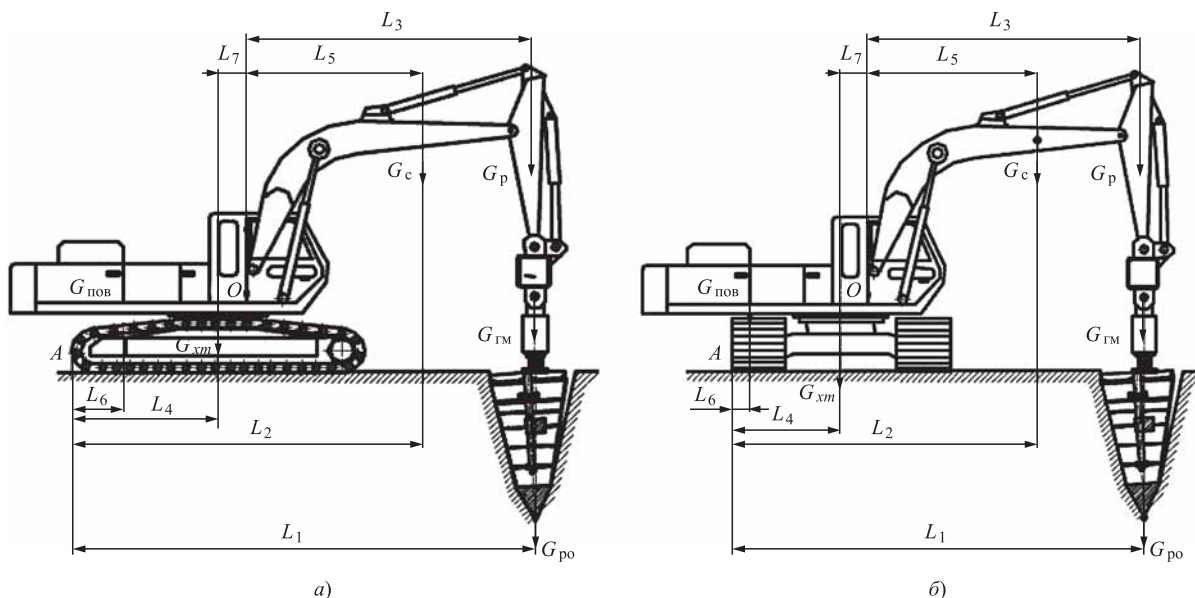
Масса стрелы:

$$G_c = 4,4G_{po} + G_{гм}. \quad (5)$$

Коэффициент устойчивости (1) экскаватора определен как отношение момента устойчивости  $M_y$  (6) к моменту опрокидывания  $M_o$  (7), ребро опрокидывания определяется точкой А (рис. 3, а, б):

$$M_y = G_{пов}L_6 + G_{хт}L + G_cL_2 + G_pL_1, \quad (6)$$

$$M_o = QL_1, \quad (7)$$



**Рис. 3. Расчетная схема работы экскаватора с конусным раскатчиком:**

*a* — продольное положение; *б* — поперечное положение

где  $Q$  — осевое усилие давления конуса при внедрении в грунт, кН.

$$P = \frac{\frac{Q}{2}}{\sin \frac{\alpha_k}{2} + \beta}$$

Отсюда

$$Q = 2P_{кр} \sin \frac{\alpha_k}{2} + \beta,$$

где  $P_{кр}$  — сила давления конусного раскатчика на грунт при кручении, Н;  $\alpha_k$  — угол при вершине конуса,  $\alpha_k = 20...30^\circ$ ;  $\beta$  — угол прецессии вала,  $\beta = 2...4^\circ$ .

Сила конусного раскатчика, действующая на грунт при кручении

$$P_{кр} = P_{\Sigma} f_{тр},$$

где  $P_{\Sigma}$  — суммарная сила, действующая на грунт Н;  $f_{тр}$  — коэффициент трения грунта по стали (для песка  $f_{тр} = 0,35...0,5$ , для супесей и суглинка  $f_{тр} = 0,5...0,6$ , для глины  $f_{тр} = 0,6... 0,7$ ) [7, 8].

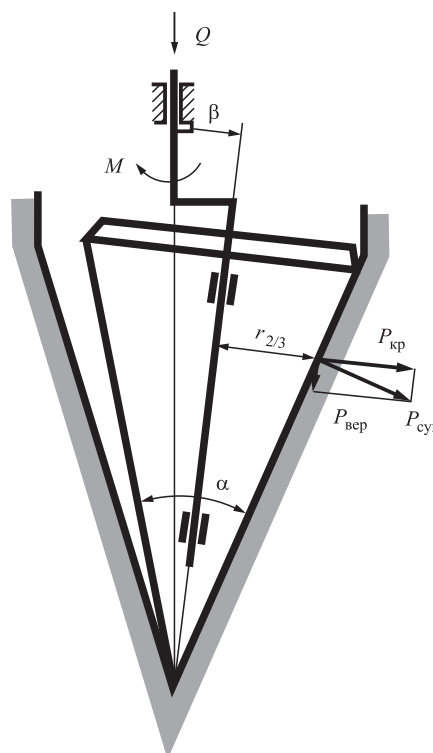
Суммарная сила согласно рис. 4 определена по формуле

$$P_{\Sigma} = \sigma S_{бок}^{часть}, \quad (8)$$

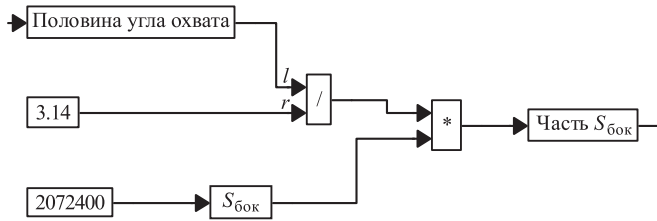
где  $S_{бок}^{часть}$  — часть площади боковой поверхности конуса, мм<sup>2</sup> (рис. 5).

Площадь боковой поверхности конуса определена по формуле

$$S_{бок} = \pi r L.$$



**Рис. 4. Расчетная схема приложения сил**



**Рис. 5. Блок-схема определения части площади боковой поверхности конуса**

Часть площади боковой поверхности конуса  $S_{\text{бок}}^{\text{часть}}$  определена в соответствии с блок-схемой рис. 5 на среде программирования VisSim.

На рис. 6 при  $x = 85$  мм часть площади боковой поверхности конуса равна  $S_{\text{бок}}^{\text{часть}} = 194\,831$  мм<sup>2</sup>.

В формуле (8)  $\sigma$  — напряжение на контактной поверхности конуса:

$$\sigma = Cx^{\mu},$$

где  $C$  — коэффициент общей деформации грунта, н/м<sup>3</sup> [9, 10];  $x$  — деформация радиуса скважины,  $x = r + e$ ;  $r$  — величина деформации грунта при контакте конуса с образующей скважины, мм;  $\mu$  — показатель степени, характеризующий процесс деформации.

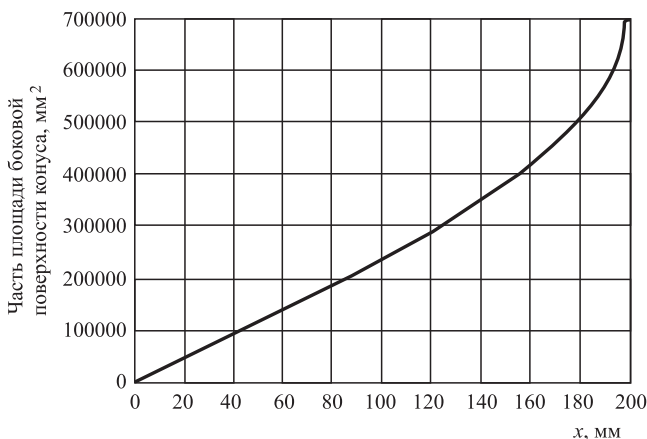
Исходя из требуемой величины коэффициента устойчивости по формуле (1)  $K_y \geq 1,15$ :

для продольного положения экскаватора

$$K_y = \frac{401,7}{190,5} \approx 2,10 \geq 1,15;$$

для поперечного положения экскаватора

$$K_y = \frac{290,3}{177,5} \approx 1,63 \geq 1,15.$$



**Рис. 6. Зависимость части площади боковой поверхности конуса от координаты  $x$**

Таким образом, рассматриваемая конструкция экскаватора удовлетворяет условиям устойчивости.

## Заключение

1. Разработана и апробирована методика расчета устойчивости экскаватора с новым технологическим оборудованием — конусным раскатчиком.

2. Определена численная величина коэффициента устойчивости экскаватора с конусным раскатчиком при продольном положении  $K_y = 2,10$ , при поперечном положении  $K_y = 1,63$ , удовлетворяющей требованиям технических условий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кромский Е. И., Кондаков С. В., Тиллоев К. З. Конусный раскатчик к гусеничному экскаватору // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". — 2018. — Т. 18. — № 1. — С. 34–39. DOI: 10.14529/engin180104.
2. Kromsky E. I., Kondakov S. V., Tilloev K. Z. Promising Machine for Compacting Road-Building Materials. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering // ICIE. — 2019. — Vol. 1. — P. 21–28. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_3).
3. Машины для земляных работ: конструкция, расчет, потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учеб. пособие для вузов / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др. — Белгород: Изд-во Белгород. гос. техн. ун-та, 2011 — 401 с.
4. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керров В. И. Машины для земляных работ. — М., Машиностроение, 1975 — 234 с.
5. Семенов А. В., Вахрушев С. И. Исследование устойчивости одноковшовых экскаваторов // Master's Journal. — 2016. — № 2. — С. 424–434. <https://auger.su/>
6. Кустарев Г. В., Данилов Р. Г., Баловнев В. И. Дорожные катки. Устройство, основы расчета: учеб. пособие / Под ред. Г. В. Кустарева. — М.: МАДИ. 2012. — 160 с.
7. Машины для земляных работ. Контракция. Расчет. Потребительские свойства. В 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учебное пособие для вузов / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. — Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. — 464 с.
8. Кох В. А. Создание навесного оборудования для устройства набивных свай в водонасыщенных грунтах методом уплотнения: Дис. ... канд. техн. наук. ИГД СО АН СССР. — Новосибирск, 1990. — 151 с.
9. Пономаренко Ю. Е. Повышение эффективности устройства свайных фундаментов в уплотняемых грунтах: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.23.08: защищена 2002, 332 с.

Д. А. Семенов, аспирант, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, г. Санкт-Петербург

## ВИЛОЧНЫЙ ПОГРУЗЧИК С МОДЕРНИЗИРОВАННЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

*Процесс совершенствования техники не стоит на месте. На данный момент инженеры из различных стран мира пытаются модернизировать машины, выполняющие различные виды задач путем внесения в конструкцию новых устройств или механизмов. Такие изменения в будущем могут повышать производительность как машины, так и предприятия в целом, на котором работает данная техника. В связи с этим в статье речь и пойдет о рестайлинге вилочного погрузчика, который будет совмещать в себе комбинированную загрузку и повышать производительность складских работ. Прежде всего, в тексте приведена краткая историческая справка о зарождении погрузчиков, затем представлена конструктивная схема базового вилочного погрузчика, на которой отображены основные конструктивные элементы машины. Ближе к завершению представляется эскиз и описывается принцип работы нового модернизированного вилочного погрузчика с поворотным рабочим органом. В конце исследования приведена статистика по типам используемых силовых установок, которые устанавливаются на вилочные погрузчики. Сделаны соответствующие выводы по проведенному исследованию.*

**Ключевые слова:** вилочный погрузчик, модернизация рабочего оборудования, совершенствование, складские работы, комбинированная разгрузка.

*The process of improving technology does not stand still. At the moment, engineers from around the world are trying to modernize machines that perform various types of tasks by introducing new devices or mechanisms into the design. Such changes in the future can increase the productivity of both the machine and the enterprise as a whole where this equipment works. In this regard, the article will focus on the restyling of a forklift truck, which will combine combined loading and increase the productivity of warehouse operations. First of all, the text provides a brief historical information about the origin of forklifts, then a structural diagram of a basic forklift is presented, which displays the main structural elements of the machine. Closer to completion, a sketch is presented and the operating principle of the new modernized swing-arm forklift is described. At the end of the study, statistics are provided on the types of power plants used that are installed on forklifts. The corresponding conclusions are drawn from the conducted research.*

**Keywords:** forklift, modernization of working equipment, improvement, warehouse work, combined unloading.

Вилочные погрузчики стали известны миру еще с начала XX века. В те времена инженеры из США и Европы активно задумывались о создании такой универсальной машины, которая могла бы с легкостью поднимать, транспортировать и опускать грузы различного профиля. С тех пор и началась история зарождения той самой машины, без которой нынешняя складская работа кажется невозможной.

Сам по себе вилочный погрузчик является машиной довольно простой в плане конструктивных особенностей. Основные элементы машины представлены на рис. 1 [1–3].

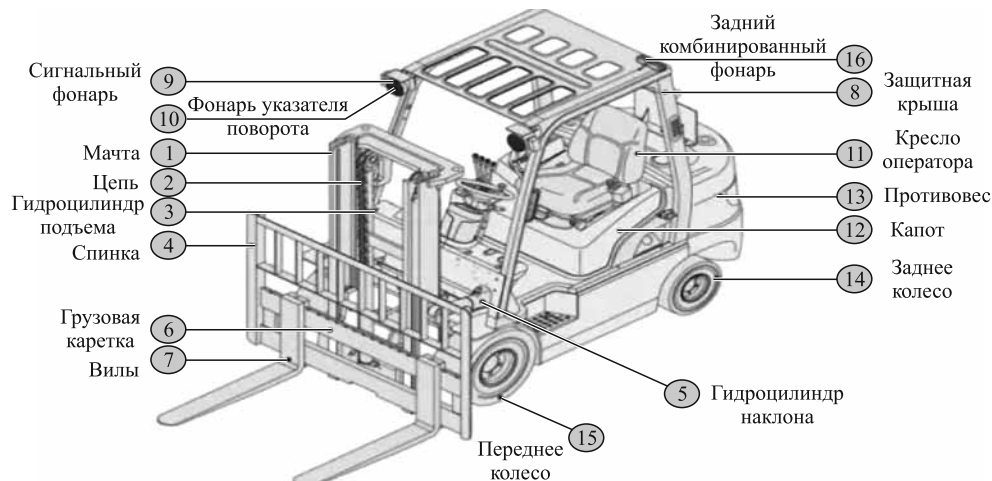
Как правило, вилы 7 являются подвижным рабочим органом машины и имеют возможность передвигаться по вертикальной оси, осуществляя подъем или опускание грузов. Каретка же 6 с помощью гидроцилиндра может осуществлять перемещение вил по горизонтальной оси.

Вышеперечисленные элементы крепятся к мачте 1, которая может быть как одноходовой, так и телескопической (двухходовой) в зависимости от типа погрузчика [1–3].

На данный момент известно множество вариантов вилочных погрузчиков. Это и штабелеры, и ричтраки, и вилочные погрузчики на беспилотном управлении. Все эти машины отличаются друг от друга конструктивными особенностями. Первые, например, могут выполнять лишь функции транспортировки паллетов, вторые же имеют возможность передвигать рабочий орган вперед или назад. Погрузчики на беспилотном управлении и вовсе выполняют весь спектр складских работ самостоятельно [3–5].

Но если по конструктивным особенностям суть ясна, то в чем же еще могут различаться погрузочные машины данного профиля? Вилочные погрузчики существуют не только с прямым





**Рис. 1. Конструктивные элементы вилочного погрузчика**

захватом, но и с боковым. Смысл такой машины очень простой. Вилы погрузчика расположены под углом  $90^\circ$  относительно кабины оператора. В некоторых помещениях такая технология весьма полезна, поскольку не всегда складские проходы помогают погрузчику развернуться или хотя бы повернуться на неопределенный угол для разгрузки или загрузки поддона.

Из вышеописанного следует, что разные вилочные погрузчики необходимо подбирать под особенности складских проходов. Но что если выполнить такую модернизацию погрузчика, которая смогла бы работать и вместо машин с прямым захватом, и вместо машин с боковым захватом, т. е. выполнить технику с комбинированным захватом.

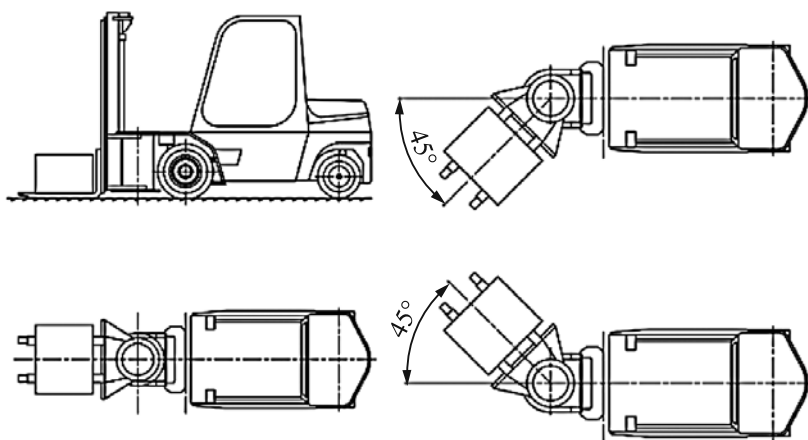
Как показывают предварительно проведенные расчеты, базовый вилочный погрузчик с макси-

мальной грузоподъемностью до 1,5 т вполне способен работать в условиях комбинированного захвата.

В качестве экспериментального образца предлагается именно такая техника. Основная машина — вилочный погрузчик с электрическим двигателем. Передвижение вилок, каретки и мачты регулируется гидроцилиндрами. Единственным конструктивным элементом машины, который отличается от базовой версии, является механизм поворота вилок на  $45^\circ$  (рис. 2).

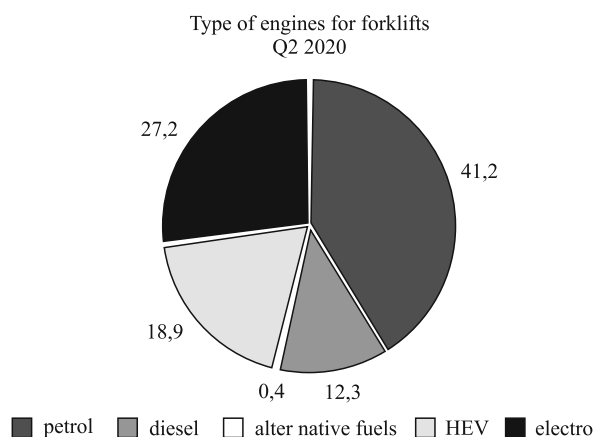
Принцип работы модернизированного механизма заключается в следующем: погрузчик оснащается дополнительным узлом в виде червячного редуктора. С помощью установки в гидравлическую систему дополнительного распределителя и гидромотора осуществляется передача потока энергии на редуктор, который и осуществляет процесс поворота. Единственным важным моментом при эксплуатации данной машины является опрокидывание погрузчика с паллетом при повороте вилок. С этой целью предлагается осуществлять поворот на угол, не превышающий  $45^\circ$  от центральной горизонтальной оси вращения. В противном случае необходимо будет установить дополнительный противовес или удерживающий механизм, предотвращающий опрокидывание машины.

Данная разработка может быть применима и на погрузчике с двигателем внутреннего сгорания, но в настоящее время все больше производителей доверяют именно машинам с электриче-



**Рис. 2. Модернизированный вилочный погрузчик**





**Рис. 3.** Типы применяемых двигателей вилочных погрузчиков на II квартал 2020 г.

скими силовыми установками. Статистические данные, приведенные на рис. 3, подтверждают данную информацию [6–7].

Да, бензиновые двигатели пока остаются популярными, но если взглянуть на данные пятилетней давности или еще старше, то превосходства электрических машин над теми же дизельными не будет и вовсе. В будущем электрические погрузчики станут ведущими представителями складских помещений, это лишь вопрос времени. Таким образом, для реализации машины с комбинированным захватом разумнее модернизировать погрузчик с электрическим двигателем.

В результате проведенного анализа мирового рынка вилочных погрузчиков, рассмотрения основных типов и модификаций вилочных погрузчиков, выделив недостатки машин с боковым и прямым захватом и сделав акцент на популярный тип силовой установки, применяемой на погруз-

очно-разгрузочной машине, можно сказать, что новая технология позволит осуществлять погрузочно-разгрузочные работы в узких складских проходах без необходимости полноценного поворота машины на 90 или 180°. При этом данная разработка позволит создавать погрузчики с комбинированным захватом, которые будут считаться универсальными в сфере вилочных погрузчиков и экономически эффективными.

В качестве источников использовались отечественные и зарубежные издания не старше пяти лет. При написании статьи были применены такие методы научного исследования, как анализ и синтез, индукция, сравнение, абстрагирование.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федотов П. И.** Подъемно-транспортные машины / П. И. Федотов. — Издательство АСВ, 2019. — 200 с.
2. **Минин В. В.** Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков. — ИНФРА-М, 2020. — 304 с.
3. **Шестопалов К. К.** Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. — Академия, 2017. — 325 с.
4. **Sarupuri V.** Enhancing depth cues with AR visualization for forklift operation assistance in warehouse. — HIT LAB NZ, 2019. — 91 p.
5. **Shao Y.** Design and analysis of new flexible and safe forklifts. — MS. Department of Mechanical and Industrial Engineering, Northeastern University, 2020. — 150 p.
6. **Гришко Г. С., Минин В. В.** Рабочее оборудование универсальных малогабаритных погрузчиков. — Издательство СФУ, 2020.
7. **Яхонтов Ю. А., Сергеева Н. В.** Подъемно-транспортные и погрузочные машины. — МИСиС, 2020. — 464 с.

# ИНФОРМАЦИЯ

## ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

### "ГАЗПРОМ", МИНПРОМТОРГ РОССИИ, КАМАЗ И ПРАВИТЕЛЬСТВО САНКТ-ПЕТЕРБУРГА ОБЪЕДИНЯТ УСИЛИЯ ПО РАЗВИТИЮ ЭКОЛОГИЧНОГО ТРАНСПОРТА В ГОРОДЕ

Председатель Правления ПАО "Газпром" Алексей Миллер, Министр промышленности и торговли Российской Федерации Денис Мантуров, Губернатор г. Санкт-Петербурга Александр Беглов и генеральный директор ПАО "КАМАЗ" Сергей Когогин подписали соглашение. Документ нацелен на развитие в Санкт-Петербурге комфортной городской среды и снижение воздействия на окружающую среду. Стороны объединят усилия для поэтапного перевода в 2021—2023 гг. автомобильного и водного пассажирского транспорта, коммунальной техники на природный газ — самое экологичное и экономичное топливо.

Согласно документу "Газпром" продолжит развивать в Санкт-Петербурге собственную газозаправочную сеть. Планируется, что к 2024 г. она вырастет в 2,5 раза — до 25 объектов (в основном — автомобильных газонаполнительных компрессорных станций). Дополнительно компания проработает варианты создания инфраструктуры для заправки городского и водного транспорта сжиженным природным газом (СПГ).

Компания также изучит возможность долгосрочной, до конца 2030 г., фиксации стоимости реализации в Санкт-Петербурге газомоторного

топлива на уровне не более 50 % стоимости дизельного топлива.

Правительство Санкт-Петербурга, в свою очередь, планирует расширять парк муниципальной газомоторной техники, стимулировать перевод коммерческого и частного автомобильного транспорта на газ. Кроме того, подготовит и направит в Министерство транспорта РФ предложения об упрощенном порядке согласования и регистрации переоборудования судов для работы на СПГ. Будут проработаны меры поддержки предприятий, использующих водный транспорт для перевозки пассажиров.

КАМАЗ произведет автомобильный пассажирский транспорт и коммунальную технику на природном газе в необходимом городе количестве и ассортименте. На базе учебного центра в Санкт-Петербурге будет организовано обучение персонала городских предприятий правилам эксплуатации, обслуживания и ремонта газомоторной техники. Также в сфере ответственности автопроизводителя — развитие существующей системы сервисно-технического обслуживания такой техники дилерской сетью ПАО "КАМАЗ" в Санкт-Петербурге.

Минпромторг России рассмотрит возможность предоставления мер государственной поддержки, включая субсидии. Они могут применяться как для разработчиков и производителей автомобильных и водных транспортных средств, работающих на природном газе, так и для предприятий, приобретающих такую технику либо переоборудующих существующий водный транспорт.

Перечень конкретных мероприятий и сроки их реализации будут закреплены в четырехсторонней Дорожной карте по реализации проекта "Развитие рынка газомоторного топлива в Санкт-Петербурге" на 2021—2023 гг.

*Пресс-центр ПАО "Газпром"*



Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 30.04.2021. Подписано в печать 24.06.2021. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

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