

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; 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", 2020

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:

Исследования. Расчет

- 3** Турленко А. А., Лукьянов Г. З. Методика определения значений основных параметров тактико-технических характеристик седельных автопоездов
- 9** Козловский В. Н., Николаев П. А., Подгорный А. С., Новикова А. П. Совершенствование методики испытаний электротехнических систем автотранспортного средства для случая широкополосного электромагнитного воздействия
- 12** Потахов Е. А. Жесткость телескопического стрелового оборудования

Эксплуатация. Ремонт

- 21** Денисов А. С., Носов А. О., Кожинская А. В., Платонов В. В. Диагностирование технического состояния дизелей по параметрам работающего масла
- 25** Касьянов В. Е., Демченко Д. В., Косенко Е. Е., Косенко В. В., Хван Р. В. Метод определения надежности машин с использованием интегрального показателя

Практика

- 31** Попов А. В., Чернова Г. А., Великанова М. В., Губанов Д. А. Анализ возможных причин возникновения неисправностей сцеплений автобусов Volgabus

Транспортный комплекс

- 35** Казаков О. Ю., Кустарев Г. В. Устройство для корректирования направления и скорости движения катка
- 38** Харлов М. В. Методические основы оценки противоскользких свойств несущих контактных поверхностей траволаторов

Информация

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.

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; 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", 2020



CONTENTS:

Research. Calculation

- 3** Turlenko A. A., Lukyanov G. Z. The technique of determining the values of the main performance parameters of the saddle road-trains
- 9** Kozlovskiy V. N., Nikolaev P. A., Podgorniy A. S., Shakursky M. V. Improving the test methods of electrical vehicle systems for case broadband electromagnetic exposure
- 12** Potakhov E. A. Rigidity of telescopic boom equipment

Operation. Repair

- 21** Denisov A. S., Nosov A. O., Kozinska A. V., Platonov V. V. Diagnostics of the technical state of diesels in the parameters of the working oil
- 25** Kasyanov V. E., Demchenko D. B., Kosenko E. E., Kosenko V. V., Hyan R. B. Method of determining reliability using integral indicator

Practice

- 31** Popov A. V., Chernova G. A., Velikanova M. V., Gubanov D. A. Analysis of the possible causes of malfunctions of the Volgabus bus clutches

Transport complex

- 35** Kazakov O. Yu., Kustarev G. V. Device for adjusting the direction and speed of the roller
- 38** Kharlov M. V. Methodological basis for evaluating the anti-slip properties of bearing contact surfaces of travelators

Information

- 44** Exhibitions. Conferences. Presentations

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.114.2.001.57

А. А. Турленко, Г. З. Лукьянов, канд. техн. наук, НИИЦ АТ 3 ЦНИИ,
Минобороны России

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕДЕЛЬНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

В статье представлена методика определения значений основных параметров тактико-технических характеристик седельных автопоездов, полученная на основании анализа соотношения значений параметров ТТХ современных и перспективных полуприцепов (снаряженная масса и распределение полной массы от грузоподъемности) и седельных тягачей (снаряженная масса от полной массы буксируемого полуприцепа) с использованием расчетно-графического метода определения возможности движения автопоезда в различных дорожных условиях. Дана оценка возможности применения разработанной методики в практических целях.

Ключевые слова: седельный автопоезд, грузоподъемность, полная масса, удельная мощность, скорость движения, коэффициент прицепной нагрузки, коэффициент сцепной массы.

The article presents a technique of determining the values of the main performance parameters of the saddle road-trains. The technique was obtained on the basis of the analysis of the parameters ratio of modern and promising semitrailers (curb weight and gross weight distribution of load capacity) and truck tractors (curb weight of the towed semitrailer gross weight) using the computational and graphical method for determining the movement possibility of the road-train in different road conditions. The possibility of the developed technique application for practical purposes is evaluated.

Keywords: saddle road-train, load capacity, gross weight, specific power, driving speed, coefficient of trailer load, coefficient of trailing weight.

При проектировании и разработке седельных автопоездов важную роль играет задание оптимальных значений параметров тактико-технических характеристик (далее — ТТХ) седельного тягача и полуприцепа, позволяющих выполнять поставленную задачу: перевозка груза определенной массы с определенной скоростью в определенных дорожных условиях.

В настоящее время это решается разработкой полуприцепа под конкретную задачу, основным параметром ТТХ которого, задаваемого заказывающей организацией в тактико-техническом задании (далее — ТТЗ), является грузоподъемность с последующим выбором седельного тягача, обеспечивающего по своим тягово-динамическим свойствам транспортирование полуприцепа с заданной скоростью в указанных дорожных условиях.

Остальные параметры ТТХ полуприцепа, задаваемые в ТТЗ и позволяющие осуществлять выбор седельного тягача, такие как снаряженная масса, распределение полной массы на седельно-сцепное

устройство (далее — ССУ) и тележку полуприцепа, согласовываются с заводом изготовителем исходя из его конструктивного и производственного потенциала.

Предлагаемая методика определения основных параметров ТТХ седельного тягача и полуприцепа основана на анализе достижений отечественных и зарубежных производителей в области конструирования и производства полуприцепов и седельных тягачей. Он позволяет получать значения параметров ТТХ на стадии разработки ТТЗ без учета возможностей конкретных производителей, а также определять возможность движения автопоезда с заданными параметрами ТТХ в различных дорожных условиях.

Данный метод расчета распространяется на автопоезда с полноприводными седельными тягачами и полуприцепами для перевозки колесной и гусеничной техники и автопоезда с полуприцепами-шасси под монтаж объектов специального назначения.

К основным параметрам ТТХ седельных автопоездов относятся:

- мощность двигателя седельного тягача и удельная мощность автопоезда;
- снаряженная масса седельного тягача и полуприцепа;
- грузоподъемность автопоезда (полуприцепа) и его полная масса;
- распределение полной массы полуприцепа на ССУ седельного тягача и колеса тележки полуприцепа;
- скорости движения автопоезда при различных дорожных условиях;
- возможный угол преодолеваемого подъема.

Остальные значения параметров ТТХ, таких как геометрические размеры, могут быть определены исходя из габаритов перевозимой техники или монтируемых специальных объектов и соответствующих нормативных документов.

Для определения снаряженной массы полуприцепа был проведен анализ соотношения значений снаряженной массы и грузоподъемности современных и перспективных полуприцепов отечественных и зарубежных производителей ПАО "Уралавтоприцеп", ООО ПКФ "Политранс", АО "КАФ", ООО "Тверьстроймаш", ПАО "Нефаз" и полуприцепов производства Германии (KOGEL), Англии (GTS), Италия (Cometto) и др.

Для анализа были выбраны 15 наиболее современных полуприцепов-тяжеловозов грузоподъемностью от 15 до 70 т для перевозки колесной и гусеничной техники и полуприцепов-шасси под монтаж специальных объектов.

На рис. 1 представлены значения снаряженной массы полуприцепов и соответствующие ей значения их грузоподъемности.

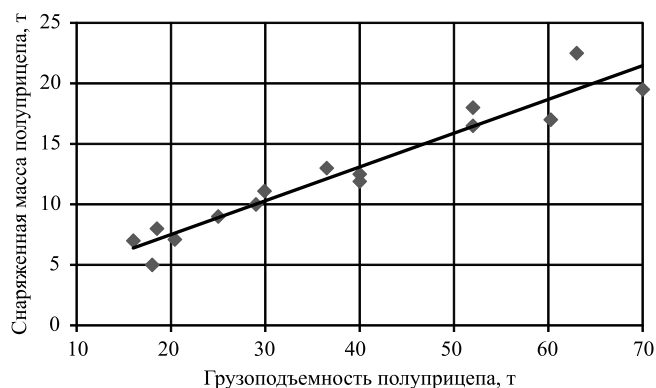


Рис. 1. Соотношение снаряженной массы полуприцепов и их грузоподъемности

Анализ представленных данных показал, что соотношение снаряженной массы и грузоподъемности полуприцепов представляет собой некую постоянно возрастающую функцию $M_{сн} = f(M_{гр})$. Математическая обработка данных позволила сделать вывод о том, что наибольшая точность аппроксимации взаимосвязи указанных значений возможна по линейной функции. Величина достоверности линейной аппроксимации R^2 при этом составляет 0,93.

Тогда величину снаряженной массы полуприцепа можно определить по следующей полученной зависимости:

$$M_{сн} = 0,28M_{гр} + 1,9, \quad (1)$$

где $M_{сн}$ — снаряженная масса полуприцепа, т; $M_{гр}$ — грузоподъемность полуприцепа, т.

Зная значения грузоподъемности и полученные по выражению (1) значения снаряженной массы полуприцепа, можно определить его полную массу по выражению:

$$M_{п} = M_{сн} + M_{гр}, \quad (2)$$

где $M_{п}$ — полная масса полуприцепа, т.

Для определения полной массы полуприцепа, приходящейся на ССУ седельного тягача, был проведен анализ соотношения значений массы полуприцепа, приходящейся на ССУ и соответствующих ей значений грузоподъемности полуприцепов, указанных выше.

На рис. 2 представлены значения полной массы полуприцепов приходящейся на ССУ и соответствующие им значения их грузоподъемности.

Анализ представленных данных показал, что соотношение полной массы полуприцепа прихо-

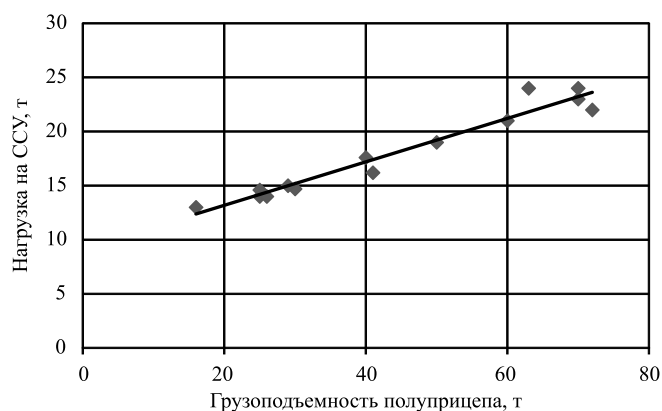


Рис. 2. Соотношение полной массы полуприцепов приходящейся на ССУ и их грузоподъемности

дящейся на ССУ и его грузоподъемности представляет собой так же некую постоянно возрастающую функцию $M_{\text{ССУ}} = f(M_{\text{ГР}})$.

Тогда величина полной массы полуприцепа, приходящейся на ССУ седельного тягача, определяется по следующей полученной линейной зависимости (величина достоверности линейной аппроксимации R^2 при этом составляет 0,95):

$$M_{\text{ССУ}} = 0,2M_{\text{ГР}} + 9,2, \quad (3)$$

где $M_{\text{ССУ}}$ — полная масса полуприцепа, приходящаяся на ССУ, т; $M_{\text{ГР}}$ — грузоподъемность полуприцепа, т.

Зная значения полной массы полуприцепа приходящейся на ССУ седельного тягача, можно определить значение полной массы полуприцепа, приходящейся на колеса его тележки по выражению:

$$M_{\text{T}} = M_{\text{П}} + M_{\text{ССУ}}, \quad (4)$$

где M_{T} — полная масса полуприцепа, приходящаяся на колеса его тележки, т.

Для определения снаряженной массы седельного тягача был проведен анализ соотношения значений снаряженной массы седельного тягача и соответствующих ей значений полной массы буксируемого полуприцепа.

Для анализа используем ТТХ седельных тягачей производства ПАО "КАМАЗ", АО "АЗ "УРАЛ", ОАО "БАЗ" и седельных тягачей иностранного производства Франции (Renault), Германия (Mercedes-Benz), Швеция (Scania), США (Oshkosh) и др.

Для анализа выбраны 15 наиболее современных седельных тягачей для буксировки полуприцепов-тяжеловозов для перевозки колесной и гусеничной техники и полуприцепов-шасси под монтаж объектов специального назначения

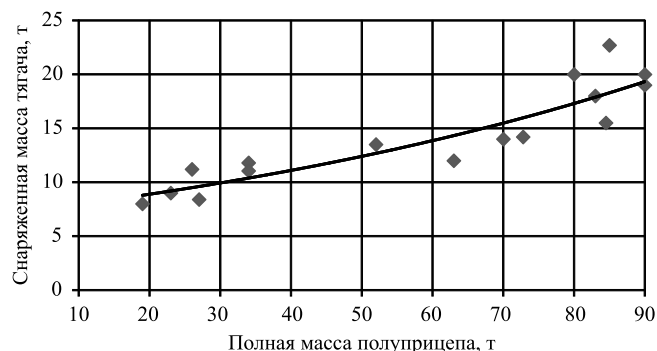


Рис. 3. Соотношение снаряженной массы седельного тягача и полной массы буксируемого полуприцепа

полной массой от 18 до 90 т, разработанных для военных нужд.

На рис. 3 представлены значения снаряженной массы седельных тягачей и соответствующие им значения полной массы буксируемых полуприцепов.

Математическая обработка данных позволила сделать вывод о том, что наибольшая точность аппроксимации взаимосвязи указанных значений возможна по экспоненциальной функции. Величина достоверности аппроксимации R^2 при этом составляет 0,85.

Тогда величину снаряженной массы седельного тягача можно определить по следующей полученной зависимости:

$$M_{\text{а}} = 7,1e^{0,01M_{\text{п}}}, \quad (5)$$

Зная значения снаряженной массы седельного тягача и полную массу полуприцепа, можно определить полную массу автопоезда по выражению:

$$M_{\text{ап}} = M_{\text{а}} + M_{\text{п}}, \quad (6)$$

где $M_{\text{ап}}$ — полная масса автопоезда, т.

Мощность двигателя седельного тягача, необходимую для движения автопоезда с заданной скоростью в заданных дорожных условиях, можно определить из значения удельной мощности автопоезда по выражению:

$$N_e = q_{\text{ап}}M_{\text{ап}}, \quad (7)$$

где $q_{\text{ап}}$ — удельная мощность автопоезда, кВт/ч (л. с./т);

Значения удельной мощности автопоезда можно получить, используя результаты ранее выполненных работ [1, 2]. Для определения значений $q_{\text{ап}}$, обеспечивающих движение автопоезда-тяжеловоза полной массы в заданных дорожных условиях с заданной скоростью и коэффициентом прицепной нагрузки, можно применить следующее выражение:

$$q_{\text{ап}} = \frac{\psi Vg}{3,6\alpha_{\text{п}}\eta} + \frac{K_{\text{вап}} FV^3}{3,6^3\alpha_{\text{п}}\eta M_{\text{а}}(1+K_{\text{пр}})}, \quad (8)$$

где ψ — коэффициент сопротивления движению; V — заданная скорость движения, км/ч; $K_{\text{вап}}$ — коэффициент сопротивления воздуха; F — площадь лобового сопротивления автопоезда, м²; $\alpha_{\text{п}}$ — потери на привод вспомогательного оборудования; η — к.п.д. трансмиссии тягача;

M_a — снаряженная масса тягача, т; $K_{пр}$ — коэффициент прицепной нагрузки.

Для седельных автопоездов выражение $M_a(1 + K_{пр})$ есть не что иное, как полная масса автопоезда $M_{ап}$.

Учитывая, что движение автопоезда при максимальной скорости, как правило, производится на прямой передаче в КПП, на основе анализа пределов изменения значений η и $\alpha_{п}$ для существующих современных конструкций двигателей и трансмиссий, значение произведения $\alpha_{п}\eta$ может быть принято постоянным для тягачей седельных автопоездов и равным 0,75 [2].

Значение коэффициента сопротивления воздуха $K_{вап}$ в соответствии с [3] для седельных тягачей можно принять равным $0,07 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$.

Таким образом, неизвестным параметром в выражении (8) остается значение F — площадь лобового сопротивления седельного тягача.

Статистический анализ системной связи параметров тягача и автопоезда показывает, что отношение площади лобового сопротивления к массе тягача является функцией массы тягача:

$$\frac{F}{M_a} = W_f, \quad (9)$$

Зависимость значений W_f полученных для современных тягачей от их массы, полученных как показали расчеты, может быть аппроксимирована функцией, уравнение которой в соответствии с [2] имеет вид:

$$W_f = \frac{58,6 \cdot 10^{-4}}{M_a + 2,74} + 0,765 \cdot 10^{-4}, \quad (10)$$

где M_a — снаряженная масса тягача, т.

Тогда по выражению (9) можем получить значение площади лобового сопротивления.

Таким образом, задавая требуемые скорости движения V и условия движения ψ , по выражению (8) определяем требуемую для выполнения заданных условий удельную мощность автопоезда и, соответственно, мощность двигателя седельного тягача.

Расчет удельной мощности проводим из условия движения по дорогам с твердым покрытием (асфальт, бетон с дорожным сопротивлением $\psi = 0,018$) со скоростью, обеспечивающей движение автопоезда в транспортном потоке современных автомобилей 80 км/ч.

Имея значения удельной мощности автопоезда, можно определить значения скоростей движения автопоезда для других условий движения (например, грунтовые дороги), которые также должны задаваться в ТТЗ на разработку образца.

Учитывая, что скорость движения автопоездов в условиях грунтовых дорог, как правило, не превышает 40 км/ч, то вторым членом выражения (8), характеризующим сопротивление воздуха, можно пренебречь.

Тогда скорость движения автопоезда по грунтовым дорогам можно определить по выражению:

$$V = \frac{g_{ап} 3,6 \alpha_{п} \eta}{\psi g}, \quad (11)$$

Подставляя значения ψ для сухой укатанной грунтовой дороги с уклонами до 3° , равное 0,08 и мокрой укатанной грунтовой дороги с теми же уклонами, равное 0,15 определяем значения возможной скорости движения автопоезда в указанных условиях.

Возможный угол преодолеваемого автопоездом подъема можно определить расчетно-графическим методом [4].

Зная значения коэффициента прицепной нагрузки $K_{п}$ и коэффициента сцепной массы K_{ϕ} автопоезда, по полученной предложенным методом их зависимости от угла наклона дороги (рис. 4) получаем значения возможного угла наклона дороги, преодолеваемого автопоездом в определенных дорожных условиях.

Значения коэффициента прицепной нагрузки $K_{п}$ и коэффициента сцепной массы K_{ϕ} определяем по выражениям:

$$K_{п} = \frac{M_{т}}{M_a + M_{ссу}}, \quad (12)$$

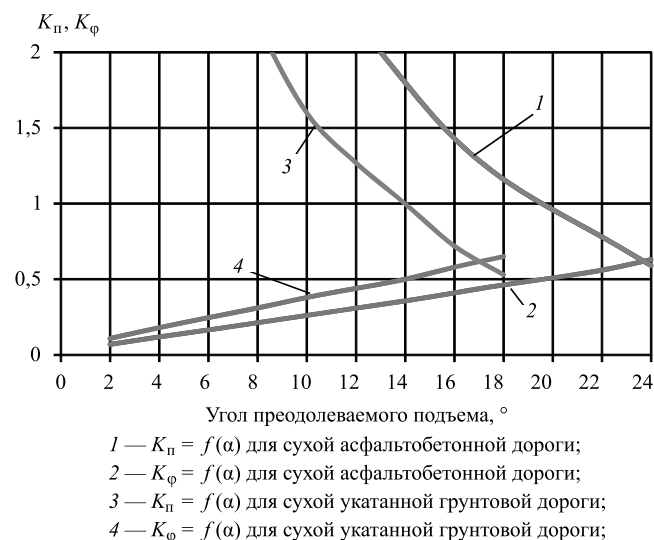


Рис. 4. График оценки возможности движения автопоезда на сухой дороге твердым покрытием и сухой грунтовой дороге

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Данные ТТХ автопоездов

Наименование параметра	Значения параметра		Относительная погрешность, %
	Расчетные	Фактические	
Грузоподъемность автопоезда, т	40	40	0
Снаряженная масса полуприцепа, т	13,1	12,5	5,0
Полная масса полуприцепа, т	53,1	52,5	2,0
Распределение полной массы полуприцепа, т: на ССУ; на колеса тележки	17,2 35,9	17,5 35,0	2,0 3,0
Снаряженная масса седельного тягача, т	12,8	13,5	6,0
Полная масса автопоезда, т	65,9	65,6	1,0
Скорость автопоезда на дорогах с твердым покрытием, км/ч	80	82,4	1,0
Мощность двигателя, л. с	475	412	15,0
Скорость автопоезда на укатанной грунтовой дороге с уклонами до 3°, км/ч	18,2	18...20	4,4
Скорость автопоезда на мокрой грунтовой дороге с уклонами до 3°, км/ч	10	10...11	10,0
$K_{пр}$	1,2	1,1	9,0
$K_{ф}$	0,46	0,47	2,0
Угол преодолеваемого подъема на сухой грунтовой дороге, °	12	12	0

$$K_{\phi} = \frac{M_a + M_{\text{ССУ}}}{M_{\text{ап}}}. \quad (13)$$

В качестве примера использования данного метода расчета, проведем расчет основных показателей ТТХ автопоезда для перевозки гусеничной техники массой 40 т по дорогам с твердым покрытием со скоростью не менее 80 км/ч.

Для оценки полученных расчетных значений сравним их со значениями ТТХ автопоезда в составе седельного тягача Урал-63704 и полуприцепа ЧМЗАП-9990-0073-03, разработанного для перевозки техники массой до 40 т по всем видам дорог, подтвержденными проведенными испытаниями [5, 6].

Для удобства сравнения значений ТТХ сведем их в таблицу.

Анализ данных таблицы показывает, что относительная погрешность расчетных параметров ТТХ автопоезда от параметров ТТХ реального автопоезда, подтвержденных натурными испытаниями, составляет не более 15 %, при этом средняя относительная погрешность по всем 14 показателям не превышает 4,5 %.

Возможность движения автопоезда, имеющего значения основных параметров ТТХ (мощност-

ных и массовых), близких к расчетным по всем видам дорог, как показали испытания [5, 6]), обеспечивается. На рис. 5, 6 показано движение автопоезда в наиболее тяжелых дорожных условиях — по снежной целине и размокшей грунтовой дороге.

Таким образом, предлагаемая методика определения параметров ТТХ седельных автопоездов может быть с достаточной для предварительных расчетов точностью использована для подбора



Рис. 5. Движение автопоезда по размокшей грунтовой дороге



Рис. 6. Движение автопоезда по укатанной снежной дороге

автопоезда с целью выполнения задачи по перевозке грузов определенной массы в определенных условиях с определенной скоростью, или размещения на нем специальных объектов с требуемыми характеристиками подвижности.

При отсутствии существующих седельных автопоездов (седельных тягачей и полуприцепов) с расчетными или близкими к расчетным значениями характеристик ТТХ, эти значения могут быть использованы при разработке ТТЗ на проектирование и производство автопоезда с требуемыми значениями характеристик ТТХ.

Следует также отметить, что полученные значения параметров ТТХ при разработке ТТЗ на опытные образцы автопоездов (с учетом допущений и ограничений допускаемых при расчете) не являются окончательными значениями и могут уточняться в процессе проектирования, производства и испытаний опытных образцов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Павлов В. А., Муханов С. А. Транспортные прицепы и полуприцепы. — М.: Воениздат, 1981. — 191 с.
2. "Билет": отчет о НИР / 21 НИИ Минобороны России, 1981.
3. Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И. и др. Армейские автомобили (теория) / Под ред. А. С. Антонова. — М.: Воениздат, 1970. — 525 с.
4. Турленко А. А., Лукьянов Г. З., Соколов Р. И. Расчетно-графический способ оценки движения автопоезда на подъемах в различных дорожных условиях. — Грузовик. — 2015. — № 6.
5. Приемочные испытания опытного образца автомобиля-тягача седельного УРАЛ-63704-0029-01: технический отчет / НИИЦ АТ 3 ЦНИИ Минобороны России, 2013.
6. Приемочные испытания полуприцепа-тяжеловоза 3-ППТ-40 модели ЧМЗАП-9990-0000073-03: технический отчет / НИИЦ АТ 3 ЦНИИ Минобороны России, 2013.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2020 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

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, СамГТУ, г. Самара,

П. А. Николаев, д-р техн. наук, ПАО "АВТОВАЗ", г. Тольятти,

А. С. Подгорний, СамГТУ, г. Самара,

А. П. Новикова, канд. техн. наук, СамГТУ, г. Самара

E-mail: Kozlovskiy-76@mail.ru

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ СЛУЧАЯ ШИРОКОПОЛОСНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

В статье представлены результаты модернизации методики испытаний электротехнических систем автотранспортных средств для случая широкополосного электромагнитного воздействия.

Ключевые слова: автомобилестроение, автомобиль, электротехнические системы, электромагнитная совместимость.

The article presents the results of the modernization of the testing methodology of electrical systems of vehicles for the case of broadband electromagnetic exposure.

Keywords: automotive industry, automobile, electrical systems, electromagnetic compatibility.

Проблемы электромагнитной совместимости (ЭМС) в области взаимодействия технических средств воздействию с широкополосным электромагнитным воздействием в настоящее время являются очень актуальными [1–3]. Содержание стандарта МЭК 61000-2-13 [4] не совсем полно отражает специфику испытаний АТС. Необходимо решить следующие задачи:

- определить диапазон воздействующих частот;
- выбрать форму тестового воздействия;
- определить временные параметры воздействия;
- обосновать тестовые уровни.

При решении первой задачи диапазон воздействующих частот определяется из определения сверхширокополосной сигнала и диапазона, в котором наиболее вероятно ожидаются нарушения работоспособности электротехнических систем.

По определению [4] сверхширокополосное воздействие характеризуется относительной полосой частот:

$$\eta = \frac{f_{\text{В}} - f_{\text{Н}}}{f_{\text{В}} + f_{\text{Н}}} > 0,25, \quad (1)$$

где $f_{\text{В}}$ и $f_{\text{Н}}$ — верхняя и нижняя границы частот спектральной полосы.

Из анализа первой главы и [4] при уровне внешнего воздействия 100 В/м на диапазон 100–800 МГц приходится до 70 % всех фактов нарушений работоспособности электротехнических систем АТС гражданского назначения. До 25 % проблем ЭМС проявляются в области частот от 800 до 1500 МГц. Остальные 5 % приходятся на диапазон от 20 до 100 МГц. Отсюда для электротехнических систем наиболее критичная область, заключенная в полосе от 100 МГц до 1,5 ГГц. Подставив эти данные в формулу (1), получим

$$\eta = \frac{f_{\text{В}} - f_{\text{Н}}}{f_{\text{В}} + f_{\text{Н}}} = \frac{1500 \text{ МГц} - 100 \text{ МГц}}{1500 \text{ МГц} + 100 \text{ МГц}} = 0,875 > 0,25,$$

что удовлетворяет условиям сверхширокополосности.

При выборе оптимальной формы испытательного импульса следует исходить из условия перекрытия воздействием требуемого частотного диапазона. В стандарте МЭК 61000-2-13 приведены рекомендуемые примеры типовых форм ЭМИ: гауссовский и двухэкспоненциальный импульсы, период и положительный полупериод синусоиды. Анализируя данные сигналы, адекватно применять последний, так как его спектр перекрывает не только требуемый диапазон частот от 100 МГц до 1,5, но и от 20 МГц до 1,5 ГГц (рис. 1).

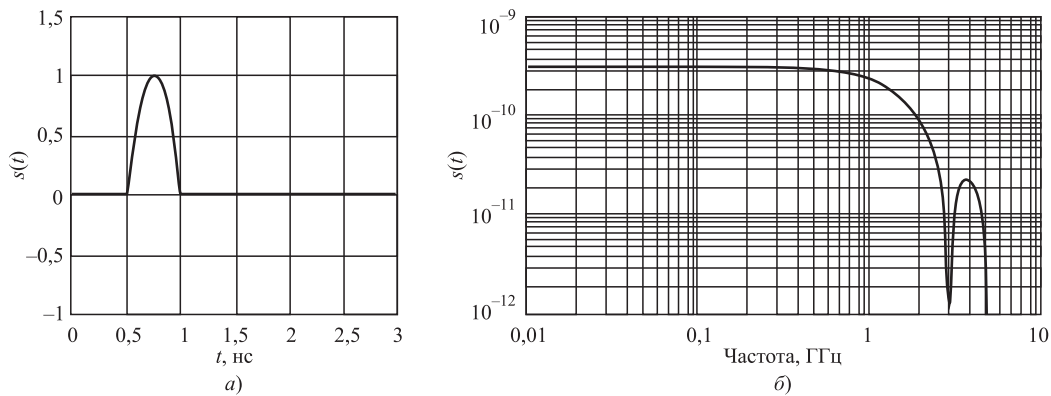


Рис. 1. Широкополосный нормированный испытательный сигнал:

а) временная форма одиночного импульса в виде положительного полупериода синусоиды;
 б) спектр

Воздействуя на АТС однократным импульсом, не обладающим энергией, позволяющей вывести из строя элементы схем, маловероятно создать нарушение работоспособности электротехнических систем, влияющее на безопасность. Это потому что современный подход к обеспечению помехоустойчивости уже основан на применении алгоритмов пересинхронизации при непродолжительных сбоях. При "зависаниях" микропроцессоров применяются решения, основанные на сторожевых таймерах, а однократные грубые ошибки исключаются цифровой фильтрацией. Электротехнические системы автотранспортных средств наиболее будут уязвимы к серии импульсов, потому что периодическое искажение информации приводит к неоднозначной ее интерпретации. В этом случае системы управления переходят в аварийные режимы или самопроизвольно реализуют непрогнозируемые функции, например, остановку двигателя или самопроизвольное компенсирование момента электромеханического усилителя, что приводит к его неконтролируемому вращению.

Испытательный сигнал, подаваемый на вход сверхширокополосной полеобразующей системы, можно записать в следующем виде

$$S(t) = \begin{cases} S_{\max} \sin(2\pi f_0 t); & t \in [(k-1)T; \tau + (k-1)T], \\ 0; & t \in (k\tau; kT) \end{cases} \quad (2)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$ — количество импульсов; $f_0 = 1$ ГГц — несущая частота импульса; $\tau = 0,5 \times 10^{-9}$ — длительность импульса, с; T — период следования импульсов.

Нахождение периода следования импульсов вытекает из следующих рассуждений. Нарушения

работоспособности электротехнических систем может вызвать последовательность импульсов, период следования которой соизмерим с временными параметрами передаваемых информационных данных. За основы взят подход, базирующийся на воздействии поля на систему управления двигателем [5].

Основным элементом управления в системе обратной связи является датчик положения коленчатого вала индукционного типа. Он же отвечает за синхронизацию всей работы системы. Сигналы с него формируются вращающимся задающим диском с зубьями с типовой схемой (60—2) зуба (рис. 2). По отсутствующим двум зубьям синхронизируется каждый цикл системы управления двигателем. По остальным зубьям происходит более точное определение параметров синхронизации. Датчик положения коленчатого вала формирует аналоговый переменный сигнала, который поступает на вход формирователя импульсов, где преобразуется в импульсный сигнал (рис. 3).

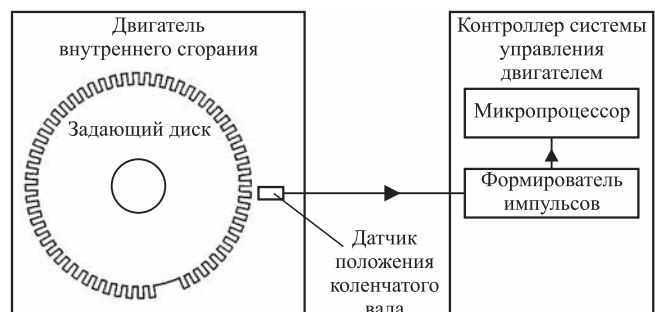


Рис. 2. Схема синхронизации двигателя

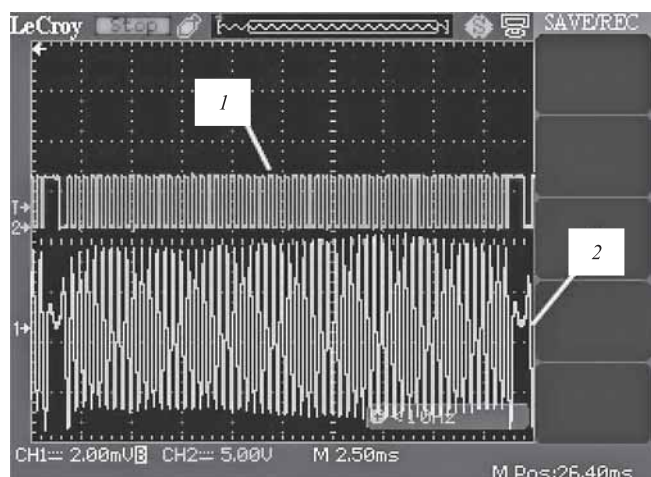


Рис. 3. Сигнал с датчика положения коленчатого вала:
1 — с аналогового датчика; 2 — после формирователя импульсов

Как правило, проблемы, возникающие из-за воздействия помех по цепи датчика положения коленчатого вала, связаны с нарушением синхронизации или появлением ложных дополнительных зубьев. Рассуждая, понятно, что система управления двигателем будет наименее помехоустойчива, если на каждый период следования синхроимпульсов приходится два и более импульсов электромагнитной помехи. Физически это означает, что как минимум один импульс помехи попадет во временной промежуток между импульсами синхронизации. Он и может сформировать ложный сигнал, интерпретируемый как зуб задающего диска. В этом случае регистрируемое количество синхроимпульсов будет больше 58. Поэтому для проверки на помехоустойчивость частота следования импульсов по критерию наиболее критического воздействия на канал синхронизации будет равна

$$F_{\text{ЭМП}} \geq 2kn_{\text{ДВС}}, \quad (3)$$

где $n_{\text{ДВС}}$ — частота вращения коленчатого вала (об/мин); k — количество зубьев на задающем диске (наиболее часто используется 60 зубьев, из них два для синхронизации цикла вырезаются, но программно дополняются и учитываются).

В формуле (3) коэффициент 2 показывает то, что один импульс помехи приходится на каждый зуб задающего диска, а второй — на впадину.

Соответственно период следования импульсов составляет

$$T \leq \frac{1}{2kn_{\text{ДВС}}}. \quad (4)$$

При типовых оборотах двигателя 6000 мин^{-1} минимальный период следования импульсов сверхширокополосного импульсного воздействия составит 83 мс.

Таким образом, базируясь на условиях позиционирования, рассмотренных в п. 2.1 время воздействия на АТС сверхширокополосного импульса составляет не менее 2 с на каждом фиксированном азимутальном угле.

Для АТС гражданского назначения уровни тестовых воздействий адекватно распространить из МЭК 61000-2-13. При уровне пикового воздействия 50 В/м система управления двигателем должна соответствовать функциональному классу "А", а при пиковом воздействии сверхширокополосного импульса 100 В/м — функциональному классу "В".

Работа подготовлена при поддержке гранта Президента Российской Федерации НШ-2515.2020.8.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Строганов, В. И.** Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства // В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — М., 2014.
2. **Козловский, В. Н.** Обеспечение качества и надежности системы электрооборудования автомобилей / В. Н. Козловский: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Моск. гос. автомобил.-дорож. ин-т (техн. ун-т). Тольятти, 2010
3. **Строганов, В. И.** Модели аналитических исследований качества и надежности легковых автомобилей в эксплуатации / В. И. Строганов, В. Н. Козловский, С. И. Клейменов // Автомобильная промышленность. — 2013. — № 9. — С. 2.
4. **МЭК 61000-2-13.** Электромагнитная совместимость (ЭМС). Устойчивость с СШП-ЭМИ. 2004.
5. **Подгорный А. С.** Автотранспортное средство в условиях воздействия гармонических электромагнитных полей. [Текст] / П. А. Николаев, Л. Н. Кечиев, Н. В. Балюк, А. С. Подгорный. — Технологии электромагнитной совместимости. — 2016. — № 2 (57). — С. 5—14.

УДК 621.873.2/3

Е. А. Потахов, асп., Петербургский государственный университет путей сообщения

Императора Александра I (ФГБОУ ВО ПГУПС)

E-mail: epotakhov@mail.ru

ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО СТРЕЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В результате исследования разработаны аналитические модели жесткости телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывают: влияние неравномерных межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость опор скольжения, изгибную жесткость секций, жесткость гидроцилиндра телескопирования и гидроцилиндра подъема. Определен коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости. Установлено влияние межсекционных зазоров на коэффициент динамичности и жесткость стрелового оборудования с учетом неравномерного износа опор скольжения.

Ключевые слова: телескопическая стрела, железнодорожный кран, коэффициент жесткости, коэффициент динамичности.

As a result of the study, analytical models of the rigidity of the telescopic boom equipment in the vertical and horizontal planes were developed, which take into account: the influence of uneven intersectional vertical and horizontal gaps, the flexibility of the sliding supports, the flexural rigidity of the sections, the rigidity of the telescoping hydraulic cylinder and the lifting hydraulic cylinder. The dynamic coefficient is determined, taking into account the presence of intersectional gaps, with unsteady movement in the vertical and horizontal plane. The influence of intersectional gaps on the coefficient of dynamism and rigidity of the boom equipment taking into account the uneven wear of the sliding supports is established.

Keywords: telescopic boom, railway crane, stiffness coefficient, dynamic coefficient.

В настоящее время при производстве строительных, погрузо-разгрузочных и монтажных работ широко применяются самоходные стреловые краны (ССК), оснащенные телескопическим стреловым оборудованием.

Телескопическая стрела (ТС) представляет собой стержневую консольную конструкцию переменной жесткости, которая образована из сопрягаемых одной корневой (неподвижной) и нескольких подвижных секций, каждая последующая из которых смонтирована во внутрь предыдущей. Каждая подвижная секция опирается на опорные элементы, одна часть которых установлена в верхней задней части внутренней секции, а другая — в нижней передней части внешней секции. Для предотвращения бокового смещения секций устанавливаются боковые опорные элементы (боковые упоры).

Телескопические секции, имея протяженную форму, обладают собственной изгибной деформацией, которая оказывает влияние на колебательные процессы оголовка ТС и груза.

В качестве опорных элементов между телескопическими секциями чаще всего применяются элементы трения скольжения (опоры скольжения, плиты скольжения, ползуны). В настоящее время

самым распространенным материалом для плит скольжения является полиамид ПА-6 (капрон). Податливость полиамидных опор вызывает отклонение оси секций от прямолинейности.

Боковые опорные элементы устанавливаются к боковым поверхностям секции с зазором, который исключает заклинивание секции при перемещении, и величина которого может превышать 12 мм [1]. В связи с наличием конструктивных зазоров, неровностью площадки установки грузоподъемного крана на опорах, и что деформация опорных стоек ТС не компенсируется ходом симметричного размещения секций в боковой плоскости, в конструкции ТС всегда присутствует боковой зазор, увеличивающийся по мере износа опор и способствующий возрастанию отклонения оголовка ТС [1]. Отклонение оголовка ТС увеличивает амплитуды и время колебаний груза, что затрудняет достижение точной установки груза и требует затрат времени на успокоение раскачивания и ручное воздействие монтажников для установки груза. В результате чего снижается производительность ССК, что особенно негативно проявляется для железнодорожных кранов при выполнении путевых работ.

Дополнительный перекося секций определяется конструктивным вертикальным зазором между секциями для возможности сборки стрелы, величина которого в зависимости от типа крана колеблется от 7 до 22 мм, нарушением проектной толщины опорного башмака выдвижной секции, местной деформацией поясов в месте контакта с опорными элементами, начальным искривлением секции, остаточной деформацией секции и величиной износа опор скольжения [2]. Образующийся зазор в узлах трения при достижении предельного износа полимерных накладок может привести к взаимному перекося секций ТС, при котором невозможна дальнейшая нормальная эксплуатация крановой установки, в результате чего происходит утрата работоспособности ССК [3].

Известно, зазоры в передачах приводов приводят к ударным нагружениям системы и существенному повышению динамической нагрузки по сравнению с системой без зазоров. При этом нагрузки, вызванные наличием зазора, возрастают с увеличением продолжительности эксплуатации, так как зазор увеличивается вследствие изнашивания соединений [4]. Описанные особенности нагружения элементов грузоподъемного крана, в частности, распространяются на ТС.

Для перемещения телескопических секций наибольшее применение находят длинноходовые гидроцилиндры (ГЦ) двустороннего действия. Свободный конец консольно подвешенной гильзы гидроцилиндра телескопирования (ГЦТ) оборудован кронштейном с верхними и нижними роликами или упорами, которые ограничивают вертикальное перемещение гидроцилиндра. ГЦТ, обладая некоторой массой и воспринимая нагрузки от секций, оказывает влияние на общую жесткость стрелового оборудования.

Важность учета взаимодействия ТС с ГЦ подвешена определяется следующими факторами: возможная деформация ГЦ подъема-опускания ТС приводит к уменьшению угла наклона стрелового оборудования; деформирование ГЦ подъема может дополнительно привести к отклонению оси стрелы от прямолинейности из плоскости ТС; жесткость и место крепления ГЦ подъема-опускания влияет на колебательный процесс стрелового оборудования и груза.

В результате возникает необходимость точного определения жесткости телескопического стрелового оборудования с учетом влияния всех его элементов, а также определения влияния межсекционных зазоров, что требуется для более корректного статического и динамического рас-

чета телескопического стрелового оборудования (определения частот, форм колебаний, перемещений, напряжений). Существует ряд работ, посвященных исследованию динамики, вибрации и напряжений ТС, где проводился расчет жесткости телескопического стрелового оборудования.

Динамическая модель ТС [1] описывает движение оборудования в горизонтальной плоскости и включает: массу груза и секций, контактные жесткости опорных элементов. Контактные жесткости определяются с учетом величины горизонтальных межсекционных зазоров, силы трения в зоне контакта опорных элементов секции от суммарных реакций под действием веса ТС и груза, суммарных реакций в опорах, радиусов перемещений опорных узлов секций относительно оголовка ТС. Но в данной математической модели не учитывается: ГЦТ, собственная изгибная жесткость секций, неравномерный зазор между секциями, нагружение в вертикальной плоскости.

В работе [5] в качестве расчетной схемы ССК была принята конечно-элементная расчетно-статическая модель, построенная на основе теории упругих тонкостенных стержней. Исследования нагруженности ССК проводились методом конечных элементов с применением теории тонкостенных стержней. Но данная математическая модель не учитывает: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменную жесткость ТС, динамическое нагружение.

Динамическая модель телескопического подъемника [6] имеет две степени свободы, два коэффициента жесткости и демпфирования: ТС и рычага платформы, которые были определены из экспериментальных данных методом логарифмического декремента. Применяемую методику можно распространить на любой тип грузоподъемной машины, оснащенной стреловым оборудованием. Но в указанном исследовании отсутствует универсальный аналитический метод расчета, представленным методом не представляется возможным определить влияние того или иного параметра стрелового оборудования на общую жесткость ТС, также невозможно рассчитать жесткость ТС при проектировании.

В работе [7] разработаны две динамические модели системы "ТС-кран": численная модель, построенная методом конечных элементов с использованием пакета COSMOS/M; дискретно-непрерывная (аналитическая) модель, которая содержит приведенные массы, стержни, три коэффициенты жесткости: выносных опор, ГЦ подъема стрелы, эквивалентная жесткость стрелы и каната. Аналитическая задача о колебаниях системы формули-

руется с использованием принципа Гамильтона. В рассматриваемой работе не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменная изгибная жесткость ТС.

В исследовании [8] представлена балочная модель телескопической стрелы автокрана DUT0203, включающая трехсекционную ТС; поступательные пружины, моделирующие жесткость опорных элементов и ГЦ подъема; поступательные демпферы, моделирующие вязкость опорных элементов; вращательный демпфер, моделирующий сопротивление в точке крепления стрелы к раме. Модель также учитывает вязкоупругость материала балок (секций), характеризуемого модулем упругости и коэффициентами вязкости. Аналитическая задача о колебаниях системы формулируется с использованием принципа Гамильтона. В данной работе были рассчитаны частоты затухающих колебаний и степень затухания амплитуды колебаний системы. В разработанной модели не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров.

Динамическая модель стрелового мобильного крана [9] содержит три жестких тела (корневая часть стрелы, шток и гильза ГЦ подъема) и одно гибкое тело (стрела). Характеристики (сила реакции ГЦ, скорость подъема, перемещения точек стрелы) мобильного крана определяются с помощью гибкого многотельного анализа, в котором жесткое и упругое движение системы формулируется с использованием абсолютных координат и модальных переменных. Гибкое тело моделируется методом конечных элементов, а модальные переменные используются в качестве упругих переменных с помощью модального преобразования. На основе метода конечных элементов получены уравнения движения гибкой многотельной системы. В представленной модели не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменная изгибная жесткость ТС, нагруженность в горизонтальной плоскости.

Цель исследования состоит в разработке аналитических моделей жесткости телескопического стрелового оборудования ССК в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывали бы: влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость полиамидных опор скольжения, изгибную жесткость секций, жесткость ГЦТ и ГЦ подъема. Также целью работы является аналитическое определение коэффициента динамичности, учитывающего наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости.

В связи с тем, что каждая подвижная секция ТС в вертикальной плоскости опирается на верхние и нижние опорные элементы, а в горизонтальной плоскости опирание происходит на правые и левые боковые упоры, жесткость коробчатой конструкции можно определить как жесткость двухопорной балки (рис. 1). Суммарную жесткость подвижной секции ТС составляют: жесткость коробчатой секции (c_C), жесткость ГЦТ ($c_{ГЦТ}$), жесткости опорных элементов (в данном случае рассматриваются опоры скольжения) ($c_{1ЭС}, c_{2ЭС}$).

Коэффициенты жесткости опор скольжения можно определить по закону Гука, как жесткости однородных стержней постоянного сечения, упруго деформируемых вдоль оси:

$$c_{1,2ЭС}^{Г, В} = \frac{E_p S_p}{l_p}, \quad (1)$$

где E_p, S_p, l_p — модуль Юнга, МПа; площадь поперечного сечения, м²; высота полиамидных опорных элементов (как неизношенные, так и изношенные), м.

Коэффициент жесткости подвижной секции в двух плоскостях определяется, как жесткость двухопорной балки (схема рис. 2):

$$c_{ПС}^{Г, В} = \frac{3E_{ПС}J_{ПС}}{L_{ПС}(L_{ПС} - L_{ПСР})^2}, \quad (2)$$

$E_{ПС}, J_{ПС}, L_{ПС}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения

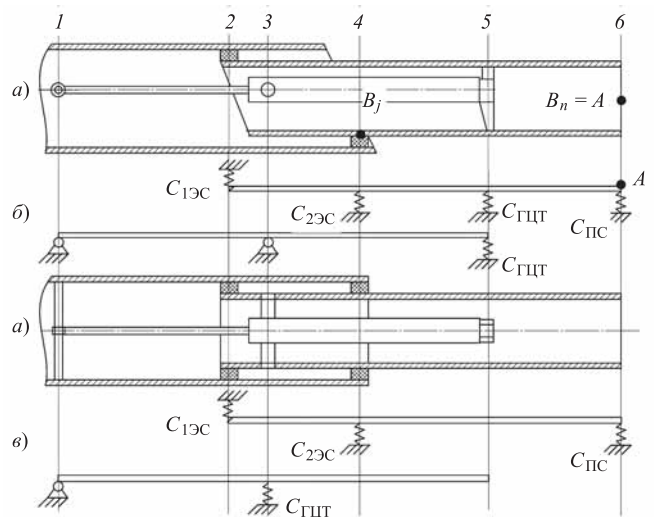


Рис. 1. Схема подвижной секции ТС:

а) конструктивная схема; б) схема для расчета жесткости секции ТС в вертикальной плоскости; в) схема для расчета жесткости секции ТС в горизонтальной плоскости

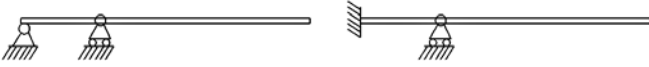


Рис. 2. Расчетные схемы упругих элементов для определения коэффициента жесткости

чения, м⁴; длина секции, м; $L_{ПСП}$ — расстояние между опорами секции, м [4; 10, 11].

Перемещение оконечности подвижной секции ТС (точка B_j), обусловленное изгибной деформацией стрелового оборудования, определяется по закону Гука:

$$y_{1, B}^{\Gamma, B} = \frac{F_{Bj}}{c_{ПСП}^{\Gamma, B}}, \quad (3)$$

где F_{Bj} — приведенная сила (собственный вес и/или внешнее воздействие) к внешнему краю секции (точка B_j).

Межсекционные зазоры (конструктивных и образовавшихся в результате износа элементов сопряжения) ТС при статическом нагружении обуславливают поворот секции на некоторый угол, относительно первоначального положения (рис. 3).

Отклонение (горизонтальное и вертикальное) оголовка секции от первоначального положения, обусловленное межсекционными зазорами, можно представить:

$$\begin{aligned} y_{2, B}^{\Gamma, B} &= L_{ПСП} \sin(\alpha_Z) = L_{ПСП} \frac{\Delta y}{L_{ПСП}} = \\ &= L_{ПСП} \frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{L_{ПСП}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $L_{ПСП}$ — длина подвижной секции, м; Δy — суммарная величина межсекционных зазоров сочленения (Δy_1 — зазор между секцией и верхней/левой опорой, Δy_2 — зазор между секцией и нижней/правой опорой), м; $L_{ПСП}$ — расстояние между опорами скольжения, м; α_Z — угол по-

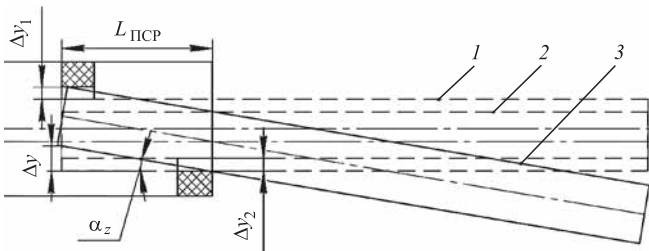


Рис. 3. Схема поворота секции, обусловленного межсекционными зазорами

1 — положение при отсутствии зазоров; 2, 3 — положения при наличии зазоров

ворота секции, вызванный межсекционными зазорами, °.

Зазор между секцией и опорным элементом можно представить:

$$\Delta y_i = \frac{1}{2} \Delta y_{\text{К}} + \Delta y_{\text{И}i}, \quad (5)$$

где $\Delta y_{\text{К}}$ — суммарный конструктивный зазор между секцией и опорными элементами, м; $\Delta y_{\text{И}i}$ — сумма износа опорного элемента и выработки поверхности по следу от ползунов на листах секций, м.

В связи с тем, что величина сил, действующих на опорные элементы ТС разная [12], можно сделать вывод, что наблюдается неравномерный износ элементов сопряжения. Наибольший износ характерен для области 2-го контакта опорного элемента с поверхностью секции, так как там наблюдается наибольшая нагрузка. В связи с тем, что предельный износ первоначально наступит у 2-й опоры, расчет жесткости ТС будет происходить относительно переменных величин: $\Delta y_{\text{К}}$ и $\Delta y_{\text{И-II}}$. Тогда величины зазоров у остальных опорных элементов можно определить в зависимости от соотношения нагрузок (реакций опор):

$$\Delta y_i = \frac{1}{2} \Delta y_{\text{К}} + \frac{R_i}{R_{\text{II}}} \Delta y_{\text{И-II}}, \quad (6)$$

где R_i — реакция опоры, Н.

Тогда выражение коэффициента жесткости подвижной секции ТС с учетом межсекционных зазоров примет вид:

$$c_{ПСП}^{\Gamma, B} = \frac{F_{Bj}}{y_{1, B}^{\Gamma, B} + y_{2, B}^{\Gamma, B}}. \quad (7)$$

Коэффициент жесткости корневой секции в вертикальной плоскости определим, как жесткость двухопорной балки (схема а, рис. 1), опирание которой происходит в основании секции и месте крепления с ГЦ подъема-опускания:

$$c_{\text{КС}}^B = \frac{3E_{\text{КС}}J_{\text{КС}}}{L_{\text{КС}}(L_{\text{КС}} - L_{\text{РКС}})^2}, \quad (8)$$

где $E_{\text{КС}}$, $J_{\text{КС}}$, $L_{\text{КС}}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения, м⁴; длина корневой секции, м; $L_{\text{РКС}}$ — расстояние между опорами корневой секции, м.

Коэффициент жесткости корневой секции в горизонтальной плоскости определим, как жесткость двухопорной балки (схема б, рис. 1):

$$c_{KC}^{\Gamma} = \frac{12E_{KC}J_{KC}}{(4(L_{KC} - L_{PKC}) + 3L_{PKC})(L_{KC} - L_{PKC})^2}, \quad (9)$$

Коэффициент жесткости ГЦТ в вертикальной плоскости определяется, как жесткость двухопорной балки (схема *a*, рис. 1):

$$c_{ГЦТ}^B = \frac{3E_{ГЦТ}J_{ГЦТ}}{L_{ГЦТ}(L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР})^2}, \quad (10)$$

где $E_{ГЦТ}$, $J_{ГЦТ}$, $L_{ГЦТ}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения, m^4 ; длина ГЦТ, м; $L_{ГЦТР}$ — расстояние между опорами ГЦТ, м.

Жесткость ГЦТ в горизонтальной плоскости, в районе цапф, определим из соотношения с жесткостью оконечности двухопорной балки (схема *б*, рис. 1):

$$c_{ГЦТ}^{\Gamma} = \frac{12E_{ГЦТ}J_{ГЦТ}}{(4(L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР}) + 3L_{ГЦТР})(L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР})^2} \times \frac{L_{ГЦТ}}{L_{ГЦТР}}, \quad (11)$$

Коэффициент жесткости ГЦ подъема-опускания ТС:

$$c_{ГЦТ} = \frac{0,785D_{\Pi}^2}{\frac{1,02\delta_{\Pi}}{E_{Ж}} + 1,17\left(\frac{d_{Ш}}{D_{\Pi}}\right)^2 \frac{l_{Ш}}{E_{Ш}}}, \quad (12)$$

где D_{Π} — диаметр поршня, м; δ_{Π} — ход поршня, м; $d_{Ш}$ — диаметр шлангов, м; $l_{Ш}$ — длина шлангов, м; $E_{Ж}$ — модуль упругости шлангов гидросистемы, МПа; $E_{Ш}$ — модуль упругости рабочей жидкости, МПа [13].

Жесткости всех элементов, приведенных к оси подвеса груза (точка А, рис. 1), можно определить как:

$$c_{iA}^{\Gamma, B} = c_i^{\Gamma, B} u_i^2 \eta_i, \quad (13)$$

где u_i — передаточное число; η_i — КПД механизма [4, 10, 11].

Тогда суммарная, приведенная к оси подвеса груза, жесткость многосекционной ТС в вертикальной плоскости определяется как суммарная жесткость параллельно расположенных упругих элементов: $c_{ГЦТАi}$ и $c_{посл-А}$, где $c_{посл-А}$ — жесткость последовательно расположенных упругих элементов: $c_{1ЭСАj}$, $c_{2ЭСАj}$, $c_{ПСЗАj}$, $c_{КСАj}$, $c_{ГЦАj}$; суммарная, приведенная к оси подвеса груза,

жесткость многосекционной ТС в горизонтальной плоскости определяется аналогичным образом, но при отсутствии ГЦ подъема:

$$c_{ТС}^B = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{c_{1ЭСАj}^B} + \frac{1}{c_{2ЭСАj}^B} + \frac{1}{c_{ПСЗАj}^B} \right) + \frac{1}{c_{КСА}^B} + \sum_{b=1}^m \frac{1}{c_{ГЦА}^B}} + \sum_{i=1}^h c_{ГЦТАi}^B. \quad (14)$$

$$c_{ТС}^{\Gamma} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{c_{1ЭСАj}^{\Gamma}} + \frac{1}{c_{2ЭСАj}^{\Gamma}} + \frac{1}{c_{ПСЗАj}^{\Gamma}} \right) + \frac{1}{c_{КСА}^{\Gamma}} + \sum_{i=1}^h \frac{1}{c_{ГЦТАi}^{\Gamma}}}, \quad (15)$$

где n — число подвижных секций, m — число ГЦ подъема-опускания, h — количество ГЦТ.

Выбор типа расположения приведенных упругих элементов ТС определяется тем, что если каждый упругий элемент соединения воспринимает весь силовой поток, такое соединение называют последовательным; если каждый элемент соединения воспринимает только часть силового потока, такое соединение называется параллельным [11]. Также жесткость последовательного соединения во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [11], что характерно для основных несущих конструкций. При этом телескопические секции, ГЦ подъема-опускания и опорные элементы являются основными несущими элементами ТС, а ГЦТ — поддерживающими, вспомогательными.

Перемещения оголовка ТС в направлении силы тяжести:

$$y_A^{\Gamma, B} = \frac{y_{A1}^{\Gamma, B} + y_{A2}^{\Gamma, B}}{\cos(\alpha)}, \quad (16)$$

где α — угол наклона ТС к горизонту, °.

Расчет уравнений (14), (15) выполняется на примере железнодорожного ССК "Сокол 80.01М", оснащенного телескопическим стреловым оборудованием, механизм перемещения секций которого включает два поршневых гидроцилиндра двухстороннего действия. Кран специальный на железнодорожном ходу "Сокол 80.01" (ЕДК-500/ТС) предназначен для использования в качестве мобильного средства большой грузоподъемности при аварийно-восстановительных работах на железнодорожном транспорте. Принимается от

0 до 5 мм задается конструктивный зазор между 2-й опорой скольжения и секцией, от 5 до 10 мм задается величина износа 2-й плиты скольжения. При расчете горизонтальной жесткости ТС рассматриваются максимальные боковые нагрузки при нормированном повороте ССК, которые согласно [1] составляют 6 % от веса груза.

Исходя из грузовысотных характеристик ССК были выбраны четыре положения стрелового оборудования, описываемых длиной ТС и соответствующей массой груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т). Результаты расчета уравнений (14), (15), выполняемого на примере железнодорожного ССК "Сокол 80.01М", представлены на рис. 4, 5.

Тенденция влияния межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС, представленная на рис. 5, распространяется на 1, 2 и 4 выбранные

положения, а также на 3-е, где сохраняется наибольшее влияние 1-го сочленения, но уже не так значительно. Исходя из полученных результатов (рис. 5) можно заключить, что из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на общую жесткость ТС оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения, что не противоречит исследованиям [1], где установлено, что из всех сочленений ТС контактная жесткость 1-го сочленения оказывает наибольшее влияние на горизонтальное отклонение оголовка ТС.

В связи с тем, что жесткость последовательно соединенных элементов во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [11], представляется возможным установить наиболее значимую жесткость элемента телескопического стрелового оборудования. Исходя из представленных результатов значений жесткостей элемен-

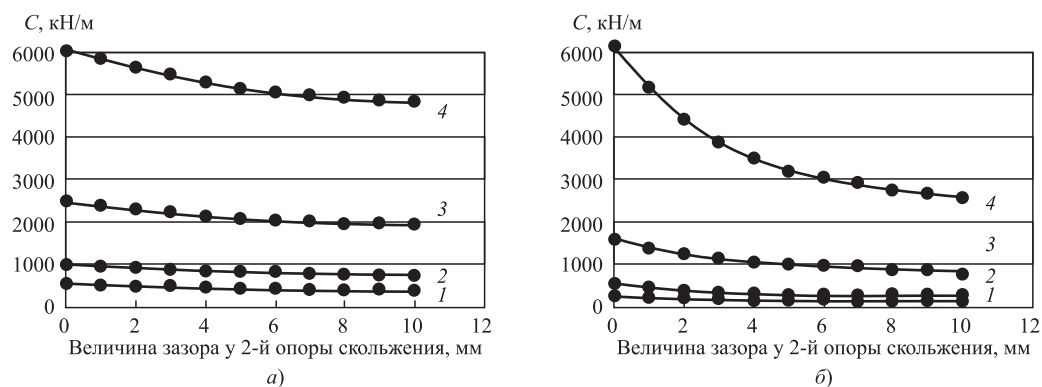


Рис. 4. Влияние всех межсекционных зазоров на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения:

a — вертикальная плоскость; *б* — горизонтальная плоскость; длина ТС и масса груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т)

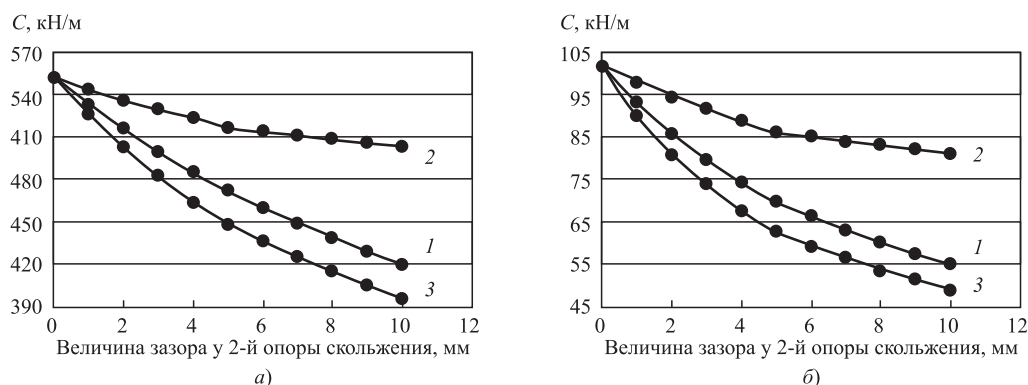


Рис. 5. Влияние межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС — 25 м, масса груза — 25 т):

a — вертикальная плоскость; *б* — горизонтальная плоскость; 1 — влияние зазоров 1-го сочленения ТС, 2 — влияние зазоров 2-го сочленения, 3 — влияние всех зазоров ТС

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таблица 1

Жесткости элементов стрелового оборудования в вертикальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	ГЦ подъема, кН/м	Корневая секция, кН/м	Средняя секция, кН/м	Верхняя секция, кН/м	Опоры скольжения, МН/м	1-й ГЦТ, кН/м	2-й ГЦТ, кН/м
25 м (25 т)	5500	3000	830	1640	248...1440	34	84
20,3 м (25 т)	8200	4560	1270	12 900	370...2190	59	137
15,2 м (38 т)	15 000	8167	3900	895 000	308...3000	108	176
11 м (80 т)	28 500	15 688	146 000	895...000	260...2860	152	176

Таблица 2

Жесткости элементов стрелового оборудования в горизонтальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	Корневая секция, кН/м	Средняя секция, кН/м	Верхняя секция, кН/м	Опоры скольжения, МН/м	1-й ГЦТ, кН/м	2-й ГЦТ, кН/м
25 м (25 т)	600	180	300	248...1440	2,8	6,2
20,3 м (25 т)	900	270	2300	370...2190	4,3	17,2
15,2 м (38 т)	1600	830	160 000	308...2960	9,7	77,2
11 м (80 т)	3100	31 200	160 000	260...2860	66,8	75,3

тов стрелового оборудования (табл. 1 и 2), можно заключить, что вертикальная и горизонтальная жесткость телескопического стрелового оборудования в 1–3-м положениях в основном определяется средней секцией, в 4-м положении — жесткостью корневой секции.

Установлено, что ГЦТ снижают прогиб (отклонение) оголовка ТС на 5...22 % в вертикальной плоскости и порядка 6...14 % в горизонтальной (табл. 3). Так как при параллельном соединении суммарный коэффициент жесткости определяется наибольшим коэффициентом жесткости составляющих элементов [11], из двух ГЦТ наибольшее влияние на жесткость телескопического стрелового оборудования оказывает 2-й (верхний) ГЦТ (табл. 3).

При наличии межсекционных зазоров ТС в условиях динамического нагружения помимо угла поворота секций, в связи с существованием пространства для свободного хода и избыточной энергии движения образуются ударные взаимодействия между секциями в месте контакта с опорными элементами; кроме того, увеличивается сила взаимодействия секций друг с другом при забросе вверх.

Тогда при расчете нагруженности ТС внешняя нагрузка определяется следующим образом:

$$P_{iZ} = K_{\text{дин}} P_{\text{НАГ}} \quad (17)$$

где $K_{\text{дин}}$ — коэффициент динамичности; $P_{\text{НАГ}}$ — нагрузка, действующая на секции, без учета меж-

Таблица 3

Прогиб оголовка ТС

Плоскость		Положение стрелового оборудования			
		25 м (25 т)	20,3 м (25 т)	15,2 м (38 т)	11 м (80 т)
Вертикальная (в направлении силы тяжести)	ТС+ГЦТ	440 мм	249 мм	152 мм	132 мм
	ТС	565 мм	308 мм	171 мм	139,2 мм
Горизонтальная	ТС+ГЦТ	150,0 мм	64,2 мм	36,2 мм	19,4 мм
	ТС	160,0 мм	71,4 мм	42,0 мм	20,6 мм

секционных зазоров; P_{iZ} — нагрузка, действующая на секции, с учетом влияния межсекционных зазоров.

При подъеме груза с жесткого основания при слаботяннутом канате (подъем с подхватом) или мгновенном торможении опускающегося груза динамический коэффициент нагрузки на металлоконструкцию крана может быть определен по известной формуле из рассмотрения одномассовой расчетной схемы [4], которая применимо к ТС в вертикальной плоскости примет вид:

$$K_{DZ}^B = 1 + \frac{\xi v}{\lambda_{CT} + y_{CT}} \sqrt{\frac{m_{TC} + m_{\Gamma}}{c_{TC}^B}}, \quad (18)$$

где c_{TC}^B — коэффициент вертикальной жесткости ТС, приведенный к точке приложения нагрузки (т.А), Н/м; m_{TC} — масса ТС, приведенная к точке приложения нагрузки (т.А), кг; m_{Γ} — масса груза, кг; y_{CT} — статический прогиб ТС от действия веса груза в месте его приложения (т.А), м; λ_{CT} — перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза ($\lambda_{CT} = G_{\Gamma}/c_K$, G_{Γ} — масса груза; c_K — коэффициент жесткости грузового каната), м; v — скорость груза (оголовка ТС в случае отсутствия груза), м/с; ξ — поправочный коэффициент (для кранов общего назначения можно принять 1,5).

В связи с тем, что подъем груза с основания с подхватом и пуск при наличии зазоров в механизмах крана приводят к ударным нагрузкам системы [4], предлагается рассчитывать коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной плоскости (подъем груза с основания и опускание на основание, пуск (торможение) висящего груза на подъем или спуск, внезапное

снятие нагрузки с ТС, просадка аутригера) по формуле (18), в которой коэффициент жесткости будет определяться в зависимости от зазоров (14).

Коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в горизонтальной плоскости (пуск/торможение) груза при вращении, просадка аутригера) предлагается рассчитывать по аналогичной формуле:

$$K_{DZ}^{\Gamma} = 1 + \frac{\xi v}{\lambda_{\Gamma TC} + y_{CT}^{\Gamma}} \sqrt{\frac{m_{TC} + m_{\Gamma}}{c_{TC}^{\Gamma}}}, \quad (19)$$

где c_{TC}^{Γ} — коэффициент горизонтальной жесткости ТС, приведенный к точке приложения нагрузки (т.А); m_{Γ} — масса боковой нагрузки, кг; y_{CT}^{Γ} — статический прогиб ТС от действия горизонтальной проекции веса груза в месте его приложения (т.А), м; $\lambda_{\Gamma TC}$ — горизонтальное перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза, м.

Результаты расчета уравнений (18), (19), выполняемого на примере железнодорожного ССК "Сокол 80.01М", представлены на рис. 6, 7 (скорость груза принята 1 м/с).

Исходя из полученных данных (рис. 6, 7), можно сделать следующие выводы:

- коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, возрастает с увеличением вылета стрелового оборудования;
- из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения;
- коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при равной

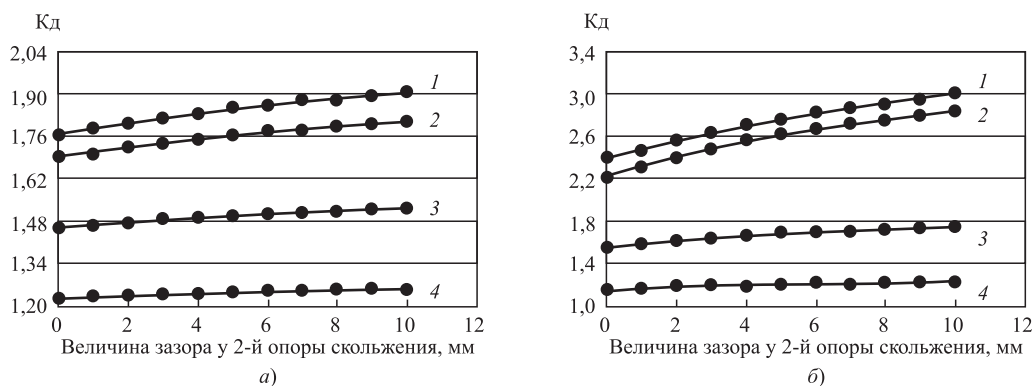


Рис. 6. Влияние всех межсекционных зазоров на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения:

a — вертикальная плоскость; *б* — горизонтальная плоскость; длина ТС и масса груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т)

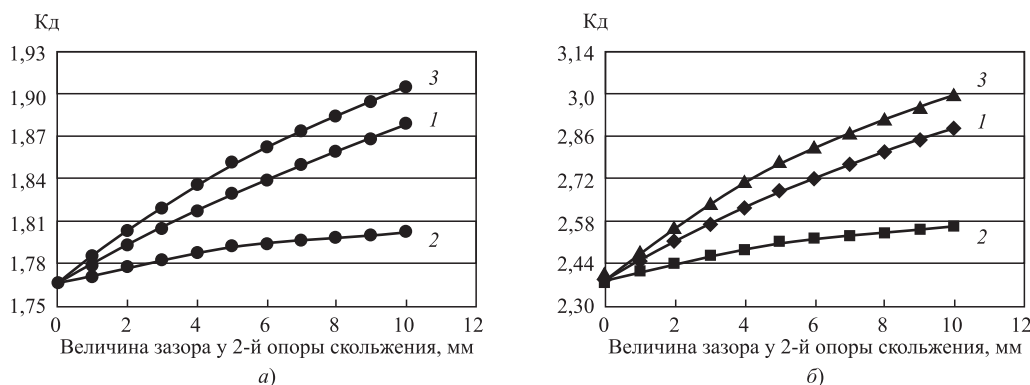


Рис. 7. Влияние межсекционных зазоров сочленений на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС — 25 м, масса груза — 25 т):
а — вертикальная плоскость; *б* — горизонтальная плоскость; *1* — влияние зазоров 1-го сочленения ТС, *2* — влияние зазоров 2-го сочленения, *3* — влияние всех зазоров ТС

скорости груза в плоскости подвеса и из плоскости подвеса, в горизонтальной плоскости ТС превышает коэффициент динамичности в вертикальной плоскости.

Вывод

В процессе исследований разработаны аналитические модели жесткости телескопического стрелового оборудования ССК в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывают: влияние неравномерных межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость полиамидных элементов сопряжения между секциями, изгибную жесткость секций, жесткость ГЦТ и ГЦ подъема.

Определен коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости.

Установлено влияние межсекционных зазоров на коэффициент динамичности и жесткость стрелового оборудования с учетом неравномерного износа опор скольжения. Определено влияние ГЦТ на жесткость и прогиб ТС.

Полученные результаты позволяют повысить точность статических и динамических расчетов телескопического стрелового оборудования (например, для определения частот, форм колебаний, перемещений, напряжений).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соломатина Л. А. Динамика поворота гидравлических стреловых самоходных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. — М., 1984. — 239 с.
2. Позынич Е. К., Позынич К. П., Клигунов Е. С., Петров Е. Е. Элементная модель определения показателей деградации крановых телескопических

стрел при их нормальной длительной эксплуатации // Механика XXI века: сборник докладов VIII Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. — Братск: ГОУ ВПО БрГУ, 2009. — С. 17—23.

3. Александрова Е. А. Модельная оптимизация трибопараметров тяжело нагруженных опор скольжения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2011. — Т. 13. № 4—3. — С. 652—655.
4. Гохберг М. М. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Браунде, М. М. Гохберг, И. Е. Звянгин и др.; под общ. ред. М. М. Гохберга. — Л.: Машиностроение, 1988. — 536 с.
5. Панасенко Н. Н., Хахов А. А. Влияние остаточных деформаций телескопических стрел на грузовые характеристики грузовых кранов // Вестник АГТУ. — 2005. — № 2 (25). — С. 81—90.
6. Solazzi L. Experimental and analytical study on elevating working platform // Procedia Engineering, X International Conference on Structural Dynamics, Eurodyn 2017. — 2017. — Vol. 199. — P. 2597—2602.
7. Geisler T., Sochacki W. Modelling and research into the vibrations of truck crane // Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science. — 2011. — Vol. 1(10). — P. 49—60.
8. Bold M., Garus S., Sochacki W. Damped vibrations of telescopic crane boom // 24 International Conference Engineering mechanics 2018. — Svratka, Czech Republic, 2018. — Paper 165. — P. 101—104.
9. Kilićasljan S., Balkan T., Ider S. K. Tipping loads of mobile cranes with flexible booms // Journal of Sound and Vibration. — 1999. — Vol. 223 (4). — P. 645—657.
10. Богуславский П. Е. Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. — М.: Машгиз, 1961. — 519 с.
11. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. — М.: Машиностроение, 1968. — 332 с.
12. Потахов Е. А. Нагруженность телескопической стрелы в процессе поворота // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. — 2019. — № 4. — С. 497—509.
13. Гоберман Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник для техникумов. — М.: Машиностроение, 1988. — 464 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, д-р техн. наук, проф., А. О. Носов, канд. техн. наук, доцент,
А. В. Кожинская, асс., В. В. Платонов, асп., Саратовский государственный технический
университет им. Ю. А. Гагарина, г. Саратов, ул. Политехническая, 77
E-mail: denisov0307@yandex.ru

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ПО ПАРАМЕТРАМ РАБОТАЮЩЕГО МАСЛА

В процессе эксплуатации показатели состояния масла закономерно изменяются. Интенсивность этого процесса зависит от многих факторов, отражающихся в показателях масла от наработки. По параметрам этой зависимости можно определить техническое состояние (неисправности) других элементов: топливной аппаратуры, системы охлаждения, впускного тракта. Особенно это актуально для форсированных автомобильных дизелей, предъявляющих повышенные требования к маслам. В статье обоснованы взаимосвязи приведенных значений параметров работающего масла и остаточного ресурса или неисправности дизеля при малой наработке масла (до 4 тыс. км). Приведены результаты исследований изменения щелочного числа C , вязкости η , температуры вспышки $t_{в}$, плотности ρ в процессе работы моторного масла по автомобилям КАМАЗ-ЕВРО, графически представлены состояния двигателей по известным в результате эксплуатации зависимостям и нормативам параметров работающего масла.

Ключевые слова: состояния масла, наработка, техническое состояние, остаточный ресурс, щелочное число, вязкость.

In the process of operation, the indicators of the oil condition change naturally. The intensity of this process depends on many factors that affect the performance of the oil from operating time. The parameters of this dependence can determine the technical condition (fault) of other elements: fuel equipment, cooling system, intake duct. This is especially true for forced car diesels that have increased requirements for oils. The article substantiates the relationship between the given values of the parameters of the working oil and the residual life or failure of the diesel engine at low oil operating time (up to 4 thousand km). The results of studies of changes in the alkaline number C , viscosity η , flash point $t_{в}$, density ρ in the process of engine oil on cars KAMAZ-EURO, graphically presents the state of the engines known as a result of the operation of the dependencies and standards of the parameters of the operating oil.

Keywords: oil conditions, operating time, technical condition, residual life, alkaline number, viscosity.

Введение

Значительную информацию о техническом состоянии дизеля несут параметры работающего масла (ПРМ), которые целесообразно использовать как диагностические. В процессе эксплуатации показатели состояния масла закономерно изменяются. Интенсивность этого процесса (старения) зависит от многих факторов. Все эти факторы отражаются в показателях масла от наработки. По параметрам этой зависимости (образу) можно определить техническое состояние (неисправности) других элементов: топливной аппаратуры, системы охлаждения, впускного тракта. Особенно это актуально для форсированных автомобильных дизелей, предъявляющих повышенные требования к маслам. Факторы подразделяются на конструктивно-технологические и эксплуатационные. К конструктивно-технологическим

факторам относятся параметры смазочных систем (объем масла, производительность масляного насоса, характеристики фильтров, клапанов, теплообменников, маслопроводов).

Постановка задачи

Эксплуатационные факторы отражают нагрузочный, скоростной и тепловой режимы работы, периодичность замены и долива масла. В форсированных дизелях КАМАЗ-ЕВРО, вследствие недостаточной циркуляции масла, температура его существенно выше, чем базового двигателя КАМАЗ-740.

Расчеты с учетом параметров смазочных систем показывают (табл. 1), что по отношению к базовому двигателю КАМАЗ-740 с мощностью 215 л. с. не пропорционально изменились параметры смазочной системы двигателя КАМАЗ-ЕВРО с мощностью 420 л. с.

Соотношение параметров смазочных систем двигателей КАМАЗ

Параметры	Базовый (б)	Форсированный (ф)	Отношение (ф/б)
Мощность, л. с.	215	420	1,953
Производительность масляного насоса, м ³ /ч	5,1	9,0	1,764
Оборачиваемость объема масла, раз/ч	182	265	1,46
Объем смазочной системы, л	28	34	1,214

С учетом данных значений и производительности масляных насосов двигателей КАМАЗ-740 — 5,1 м³/ч и КАМАЗ-ЕВРО — 9 м³/ч оборачиваемость объема масла составит соответственно 182 и 265 раза за час. Видно, что это соотношение 1,46 не соответствует соотношению мощностей 1,953. Следовательно, при одинаковом объеме смазочной системы увеличится прирост температуры масла. Это приводит к интенсификации процесса старения масла. То есть оптимальный уровень масла в смазочной системе двигателя определяется видом масла, производительностью масляного насоса, мощностью двигателя и режимами его работы.

После анализа диагностических параметров и характера зависимости их от наработки проведена

оценка информативности параметров работающего масла (ПРМ) по результатам, выполненным исследованиям (рис. 1) [1].

Кривые аппроксимировались полиномом третьей степени, а на участке до точки перегиба можно использовать снижающуюся экспоненту или линейную зависимость. Стабилизация параметров масла наступает при наработке 4000 км.

Информационную ценность параметров оценивали по формуле:

$$\Delta S = \frac{S_0 - S_k}{S_0} \cdot 100 \%, \quad (1)$$

где S_0 — начальное, а S_k — конечное значение ПРМ.

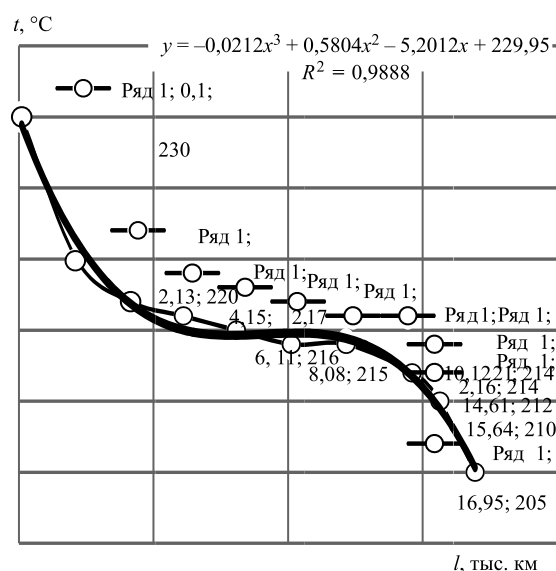
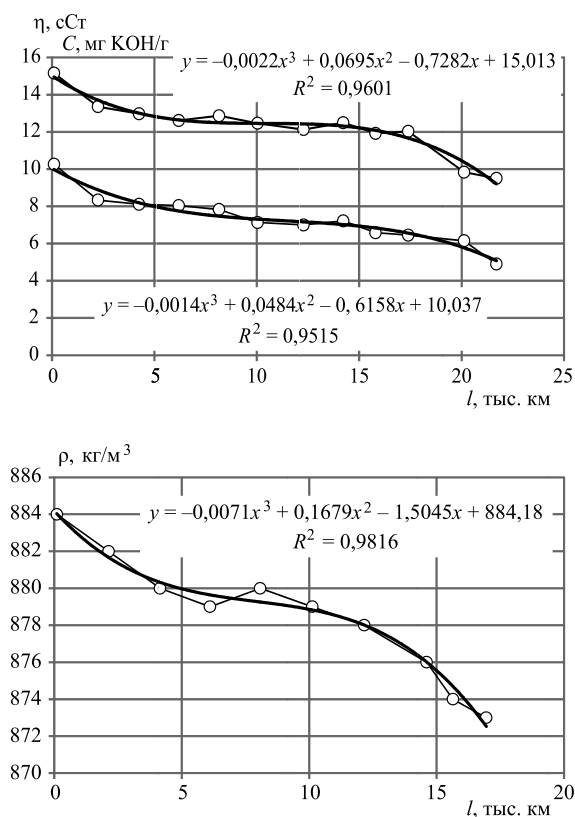


Рис. 1. Изменение щелочного числа С, вязкости η , температуры вспышки t_v , плотности ρ в процессе работы моторного масла по автомобилям КАМАЗ-ЕВРО

Таблица 2

Изменение ПРМ за 4 тыс. км

ПРМ	Y_0	Y_k	$\Delta Y, \%$
Уровень масла, л	34	18	47,1
Щелочное число	15	13,2	10,4
Плотность	884	880	0,45
Температура вспышки	230	214	6,96
Вязкость	10,2	8,1	20,59

В соответствии с полученными данными (рис. 1) существенно в процессе эксплуатации изменяются такие показатели, как расход масла, вязкость, щелочное число. Остальные изменяются незначительно (табл. 2).

Из табл. 2 изменение основных ПРМ в начальный период его использования (до 4 тыс. км) видно, что наиболее значимо изменяются следующие параметры: уровень масла, щелочное число, вязкость, температура вспышки.

Составим графическое представление состояния двигателей по известным в результате эксплуатации зависимостям и нормативам ПРМ. По уровню масла в картере (рис. 2) за исходный уровень примем уровень, соответствующей верхней метке на маслоизмерительном щупе. Объем масла в картере при этом составляет 34 л и возрастание его свидетельствует о неисправности топливной аппаратуры (НТА). На рис. 2 это область 1. При этом из-за плохого распыливания топлива оно попадает в картер, увеличивая его объем.

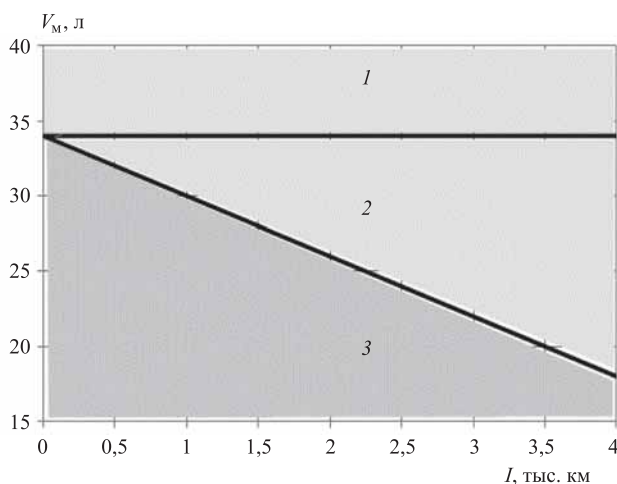


Рис. 2. Графическое представление состояния двигателя по объему масла в картере:

1 — неисправность топливной аппаратуры (НТА); 2 — расход масла на угар; 3 — утечки масла

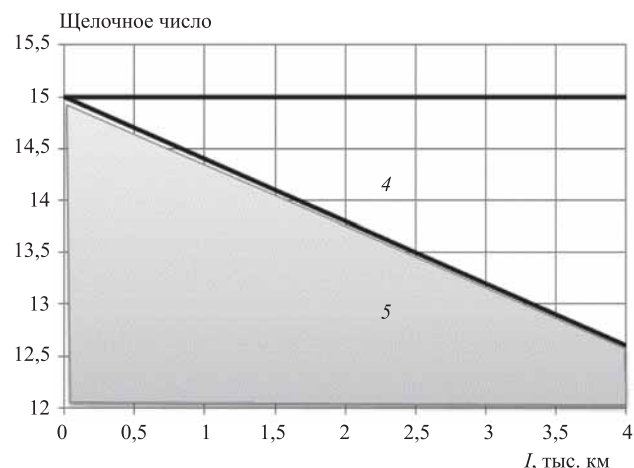


Рис. 3. Графическое представление состояния двигателя по щелочному числу масла:

4 — норма; 5 — перегрев двигателя

Допустимое снижение уровня масла в картере из-за угара, не более 1 % от расхода топлива. При нормативном расходе топлива 40 л/100 км это допустимое снижение к 4 тыс. км составляет 16 л (область 2 на рис. 2). При большем расходе наблюдаются недопустимые утечки, которые следует устранить при ТО по результатам осмотра (область 3 на рис. 2).

Второй по значимости изменения параметр — это щелочное число, начальное значение которого 15 [1]. Допустимое значение щелочного числа при отсутствии неисправностей при наработке масла 4 тыс. км 12,5 [1] (область 4 на рис. 3). Более интенсивное снижение щелочного числа свидетельствует о перегреве двигателя (область 5 на рис. 3).

Следующий по значимости изменения параметр — вязкость, начальное значение которой 10 сСт [1]. Допустимое значение вязкости при отсутствии неисправностей с наработкой масла 4 тыс. км 8 сСт [1] (область 4 на рис. 4). Более интенсивное снижение вязкости свидетельствует о НТА (область 1 на рис. 6). Еще интенсивнее снижается вязкость из-за нарушения герметичности впускного тракта (область 7 на рис. 4). Возрастание вязкости свидетельствует о засорении фильтров смазочной системы (область 6 на рис. 4).

По температуре вспышки также определяется НТА. Если температура вспышки масла не изменяется, то это норма. Если температура вспышки изменилась (снизилась) за время работы с 230 до 215 °С, то это НТА (область 1 на рис. 5). Остальные параметры работающего масла дублируют неисправности двигателя (рис. 5).

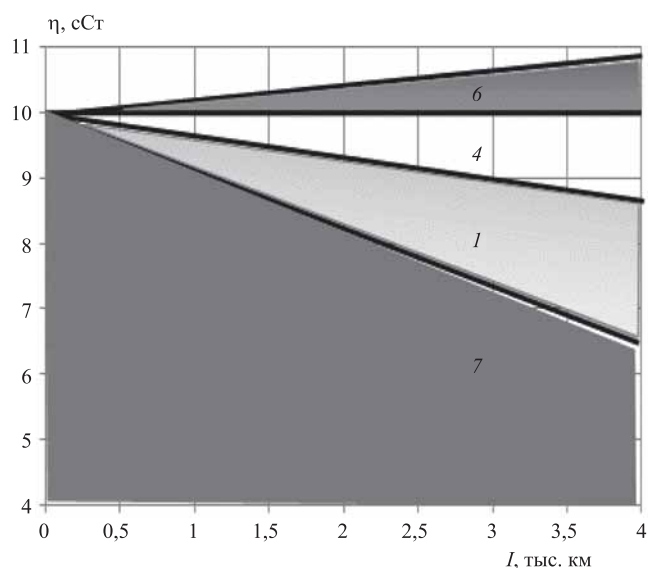


Рис. 4. Графическое представление состояния двигателя по вязкости масла:

6 — засорение масляных фильтров; 7 — засорение впускного тракта (остальные области, как и на предыдущих рисунках)

Заключение

Таким образом, используя приведенные значения ПРМ, можно определить остаточный ресурс или неисправности дизеля при малой наработке масла (до 4 тыс. км).

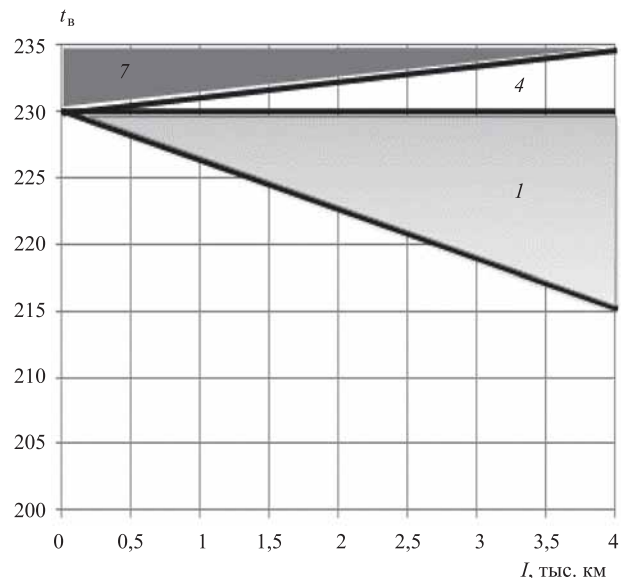


Рис. 5. Графическое представление состояния двигателя по температуре вспышки масла

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Денисов А. С., Носов А. О., Биниязов А. М., Кожинская А. В. Повышение эффективности использования масел для форсированных автотракторных дизелей. — Уральск: ЗКФ АО "НЦНТИ", 2014 — 98 с.

Эталонных цехов на "КАМАЗе" становится больше

На прессово-рамном заводе "КАМАЗа" статус эталонного присвоен цеху холодного выдавливания. В этом уникальном подразделении детали сложной конфигурации получают способом пластической деформации с помощью различных формоизменяющих и разделительных операций. Холодная объемная штамповка обеспечивает упрочнение металла и позволяет делать детали износостойкими, с высокой точностью и менее металлоемкими. Эта технология успешно используется на "КАМАЗе" уже около 40 лет.

Цех холодного выдавливания — лучший пример того, что образцовым может стать не только подразделение с новейшим оборудованием, главное — чтобы в работу был вовлечен персонал. В этом подразделении много опытных работников. Поток кайдзен-предложений отличается постоянством — не меньше 30 улучшений в месяц.

Повысить стойкость инструмента, качество оснастки призваны структурные проекты, которые разрабатываются специалистами цеха вместе с технологами завода. Благодаря их реализации за три года удалось получить экономический эффект в размере 13,23 млн руб.

К постоянным усовершенствованиям организации работы располагают и условия размещения — цех холодного выдавливания располагается на арендованных площадях, а значит, рентабельность зависит и от размера помещения. Площадь удалось значительно сократить за счет оптимизации технологических потоков: за три года здесь переместили 16 единиц оборудования. А путь к званию "эталонного цеха" начался с наведения порядка в бригадах. Поднять их статус до стандарта образцовых удалось за три года.

Итоги обширной работы отражаются в показателях работы коллектива — коэффициент качества и производительность труда — стабильно высокие, в рейтинге по работе с персоналом цех на первых строчках.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 621.879

В. Е. Касьянов, д-р техн. наук, проф. кафедры "Автотранспортные, строительные и дорожные средства", Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону, e-mail: A123lok@mail.ru,

Д. В. Демченко, канд. техн. наук, доцент кафедры "Автотранспортные, строительные и дорожные средства", Донской государственной технической университет, Ростовская область, г. Азов, e-mail: denis2711@yandex.ru,

Е. Е. Косенко, канд. техн. наук, доцент кафедры "Автотранспортные, строительные и дорожные средства", Донской государственной технической университет, Ростовская область, г. Аксай, e-mail: A123lok@mail.ru,

В. В. Косенко, канд. техн. наук, доцент кафедры "Автотранспортные, строительные и дорожные средства", Донской государственной технической университет, Ростовская область, г. Аксай, e-mail: kosenko_verav@mail.ru,

Р. В. Хван, аспирант, Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону, e-mail: khvanroman@yandex.ru

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНТЕГРАЛЬНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ

На основе изучения эксплуатации экскаваторов получен состав периодов работы машины, ее ремонта, технического обслуживания, простоя из-за отказов других машин комплекса, простоя по организационным и другим причинам.

Ключевые слова: надежность машин, отказ, интегральный показатель.

Based on the study of operation of excavators, the composition of periods of operation of the machine, its repair, maintenance, downtime due to failures of other machines of the complex, downtime for organizational and other reasons has been obtained.

Keywords: machine reliability, failure, integral.

На основе изучения эксплуатации экскаваторов получен состав периодов работы машины, ее ремонта, технического обслуживания, простоя из-за отказов других машин комплекса, простоя по организационным и другим причинам. Анализ причинно-следственных связей свойств надежности позволил установить их взаимосвязь в виде: "безотказность — ремонтнопригодность — долговечность" [1—6].

Основополагающим принципом для обеспечения надежности машины является создание условий, при которых за данный период отсутствуют отказы машины. Отсутствие отказов за некоторый интервал времени ΔT_i обеспечивает машине работоспособное состояние и не требует затрат на ремонт и техническое обслуживание. В пределе $\lim_{n_i \rightarrow 0} \Delta T_i \rightarrow T_p$, когда число отказов n_i машины за время ΔT_i стремится к нулю, время ΔT_i стремится к заданному ресурсу T_p машины.

Для машины, состоящей из большого числа деталей, каждая из которых может отказать с малой вероятностью Q_i и эти отказы для различных деталей независимы между собой (условие для ранних этапов проектирования), суммарный поток отказов может считаться близким к пуассоновскому. В соответствии с теоремой Б. И. Григелиониса для сходимости сумм независимых бесконечно малых

ступенчатых процессов $\varepsilon_n(t) = \sum_{k=1}^n \varepsilon_{nk}(t)$ процессу

Пуассона с ведущей функцией $\Lambda(t)$ необходимо и достаточно, чтобы при любых фиксированных s и t $\lim_{n \rightarrow \infty} \Lambda_n(t, s) = \Lambda(t) - \Lambda(s)$ и $\lim_{n \rightarrow \infty} B_n(t, s) = 0$.

Если из N одинаковых деталей не отказало n , то по теореме Береля с вероятностью единица $n/N \rightarrow P(t_0)$ при $N \rightarrow \infty$, т. е. при большом N с вероятностью, близкой к единице, имеет место приближенное равенство ($P(t_0) \approx n/N$). Так как коли-

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

чество отказов k связано с вероятностью отказа Q за наработку T_p зависимостью

$$Q(T_p) = 1 - \exp[-k(T_p)], \quad (1)$$

то для наиболее характерного интервала значений вероятности безотказной работы детали $P = 0,9 - 0,999$ значения Q отличаются от значений k на $0,005 \dots 2\%$.

Обеспечение отсутствия расчетных отказов за ресурс до описания машины основано на получении статистического распределения (или его начального участка) ресурса почти каждой нагруженной детали, левая ветвь которого характерна наличием параметра сдвига и начинается практически у значения ресурса до списания машины, а не с нуля времени ее работы (как это обычно получается в случае применения для аппроксимации законов с пределами $(-\infty; +\infty)$, $(0; +\infty)$). Сдвиг распределения ресурса деталей машин имеет физическое обоснование (прочность ограничена снизу поэтапным контролем детали, а нагруженность — сверху из-за ограниченных мощности двигателя, инерционных масс и скоростей) и экспериментально подтвержден исследованиями, выполненными рядом ученых [7–9].

Создание машины с минимальным экономически обоснованным количеством отказов является сложной проблемой, что объясняется наличием ряда причин: увеличение сложности машин, состоящих из 5–15 тыс. деталей; наличие механических, гидравлических, пневматических, электрических и гибридных подсистем; различная степень рассеивания ресурса деталей и др. Для решения такой научно-технической проблемы невозможно обойтись без применения системного подхода, необходимого математического аппарата, без использования физических закономерностей работы деталей в машине и машины в условиях эксплуатации.

Показана взаимосвязь основных этапов при системном обеспечении надежности экскаватора: этапов системного подхода, обеспечения надежности и жизненного цикла, что предопределило логику выполнения исследования (таблица).

На основе выполненных исследований и синтеза основных этапов по определению, анализу, повышению, прогнозированию и оптимизации надежности машин разработана обобщенная модель системного обеспечения надежности машин (рис. 1).

Центром этой модели является критерий управления (оптимизации) — интегральный

Взаимосвязь этапов при системном обеспечении надежности машины

Этапы		
Системного подхода	Обеспечения надежности	Жизненного цикла машины
1	2	3
Изучение системы	Изучение условий разработки, производства и эксплуатации машины	НИР, разработка
Формулирование цели	Формулирование цели	То же
Выбор критерия управления	Выбор критерия управления (оптимизации)	То же
Составление математической модели процесса	Составление детализированной математической модели критерия	То же
Получение необходимой информации	Проведение эксплуатационных и стендовых испытаний	Разработка, опытная партия, серийная партия — при необходимости
Установление управляемых параметров модели	Выбор наиболее влияющих параметров	Разработка (доработка), серийное производство — при необходимости
Выбор управляющих воздействий	Выбор способов повышения надежности	То же
Моделирование	Прогнозирование повышения надежности моделированием	То же
Определение экстремума критерия и оптимальных параметров	Минимизация интегрального показателя и определение оптимальных единичных показателей	То же

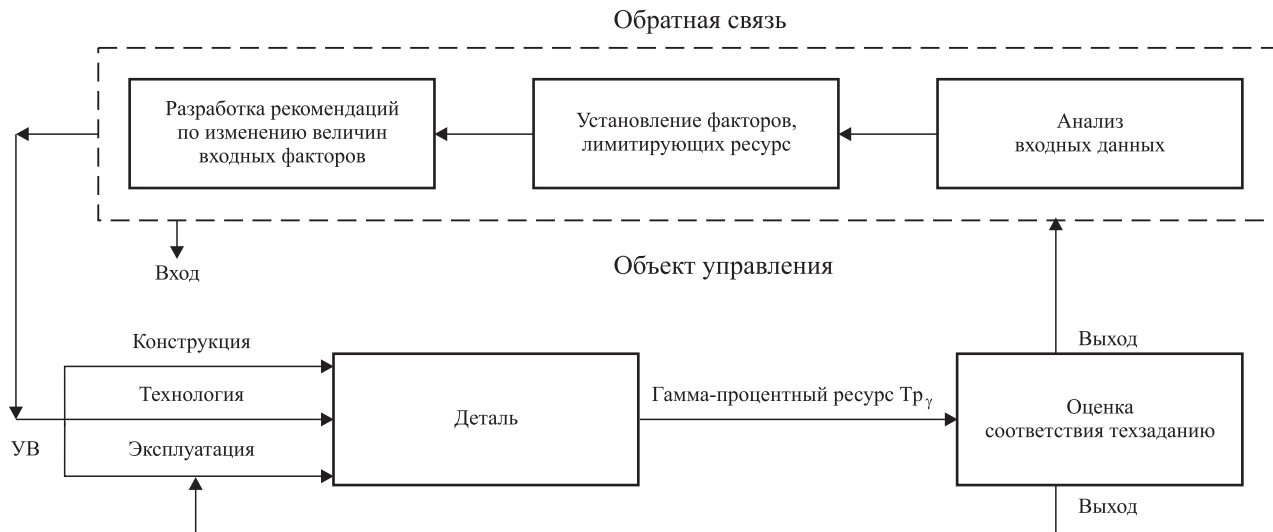


Рис. 1. Обобщенная модель системного обеспечения надежности машины

показатель надежности, функционально связанный с показателями свойств надежности, с управляющей подсистемой — способами повышения надежности (блоки 10—16) и с обеспечивающей подсистемой (блоки 1—9 и 17—21). Используя данную модель, можно установить закономерности изменения интегрального показателя надежности от действующих факторов на этапах проектирования, производства и эксплуатации машин.

Приведено обоснование критерия управления и задаваемых значений показателей машин применительно к одноковшовому экскаватору. В качестве критерия управления надежностью (интегрального показателя надежности I_H) экскаватора обоснован и принят критерий — удельные суммарные затраты на его создание и эксплуатацию, который с 50-х годов использовался в основном экономистами для оптимизации срока службы сельскохозяйственных машин, тракторов, автомобилей и другой техники. Единичные и комплексные показатели надежности (по безотказности, ремонтпригодности и долговечности) функционально входят в предложенный интегральный показатель надежности. Такой интегральный показатель позволяет следить за ходом доработки экскаватора по надежности, сравнить достигнутое значение с заданным и перспективным, сопоставлять аналоги, минимизировать его значение при доработке перед постановкой машины на серийное производство.

Интегральный показатель надежности представлен:

— с экономической стороны как функция затрат на проектирование, изготовление и эксплуатацию машины

$$I_H = f(Z_{пр}, Z_{из}, Z_э); \quad (2)$$

— с информационной — как функция постоянной, полупостоянной и переменной информации

$$I_H = f(J_k, J_l, J_m); \quad (3)$$

— с системной — как функция неуправляемых и управляемых параметров

$$I_H = f(U_i, U_j). \quad (4)$$

В отличие от ранее выполненных исследований иерархическая структура интегрального показателя надежности (рис. 2) включает в себя не 5—10 укрупненных параметров, а более 70 простых (не дробящихся). Для расчета интегрального показателя надежности составлены алгоритм и программа для ЭВМ.

В целях описания этапов жизненного цикла машины разработаны математические модели: для этапа использования машины — модель функционирования как динамическая система. Для этапа доработки машины (опытные образцы или при модернизации серийной модели) разработана математическая модель, отражающая изменения надежности машины и ее составных частей.

В общем виде сформулирована задача оптимизации требований к надежности машины с учетом ограничений. В качестве критерия оптимизации используется интегральный показатель I_H . Функции ограничений представлены критерием эффективности W применения машины, а также зависимостью времени T , необходимого для создания машины с определенными характеристиками [10—13].

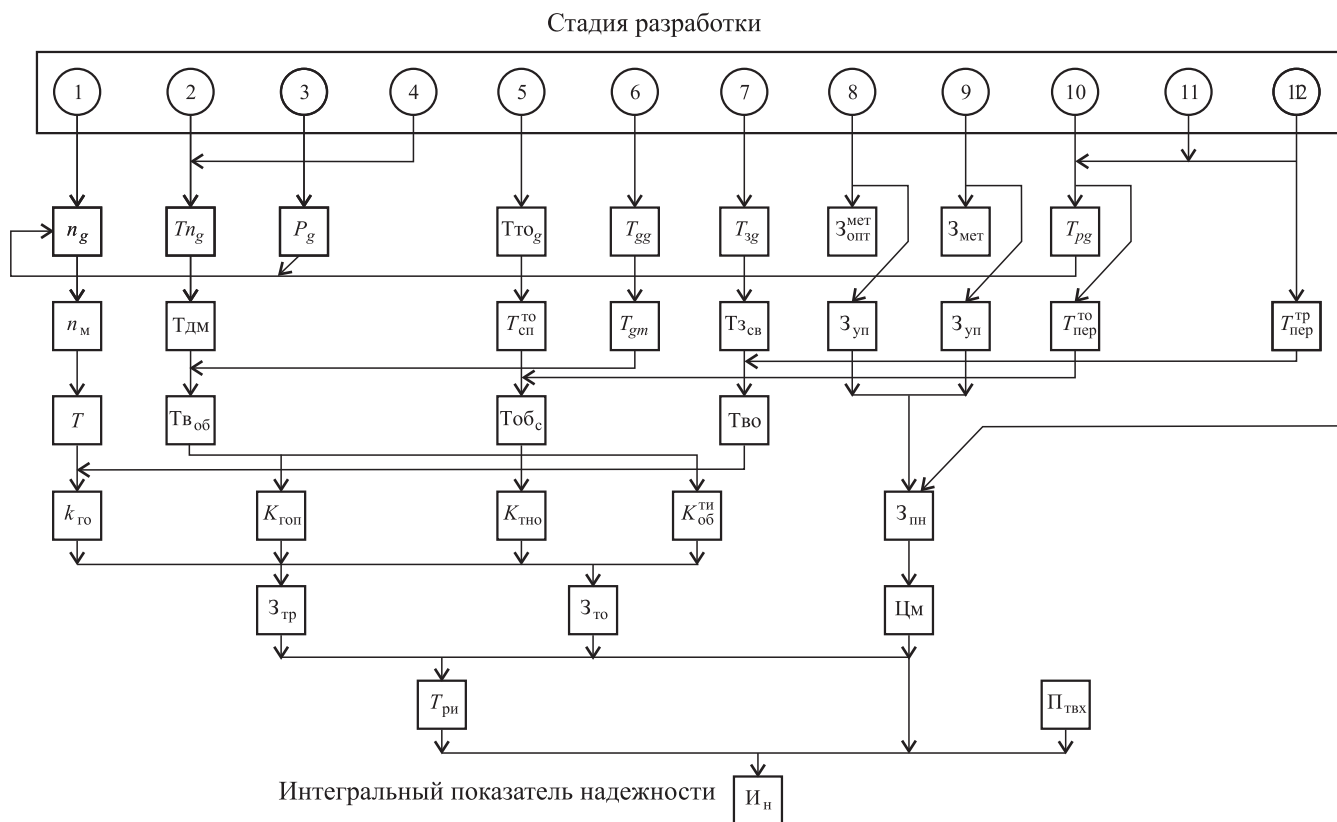


Рис. 2. Укрупненная структура интегрального показателя надежности машины

Задача оптимизации требований к надежности машины представлена в следующем виде:

$$\begin{aligned} I_n(P_\varepsilon, T, W) &\rightarrow \min; \\ W_\varepsilon(I_n, T, P_\varepsilon) &\geq W_{\varepsilon \text{ тр}}; \\ T(I_n, W_\varepsilon, P_\varepsilon) &\leq T_{\text{тр}}, \end{aligned} \quad (5)$$

где P_ε — надежность (вероятность безотказной работы) машины по эксплуатационным данным; $T_{\text{тр}}$ — требуемое время, необходимое для создания машины; $W_\varepsilon, W_{\varepsilon \text{ тр}}$ — функция и требуемое значение эффективности применения машины.

Величину I_n машины можно представить как сумму соответствующих интегральных показателей I_{ni} на разработку, производство и эксплуатацию i -го основного элемента ($i = 1, 2, \dots, k$) за срок службы T_i , т. е.

$$I_n = \sum_{i=1}^k I_{ni}. \quad (6)$$

При этом необходимо получить зависимости

$$I_{ni}(P_{\varepsilon i}, T_i). \quad (7)$$

В функцию ограничений вместо критерия эффективности введена надежность машины P_ε , которая непосредственно связана с уровнями надежности составных элементов $P_{\varepsilon i}$ зависимостью

$$P_\varepsilon = \prod_{i=1}^k P_{\varepsilon i}. \quad (8)$$

Тогда задача оптимизации требований, предъявленных к надежности основных элементов машины, будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} I_n &= \sum_{i=1}^k I_{ni}(P_{\varepsilon i}, T_i) \rightarrow \min; \\ \prod_{i=1}^k P_{\varepsilon i}(I_{ni}, T_i) &\geq P_{\varepsilon \text{ тр}}; \\ T(P_{\varepsilon i}, I_{ni}, T_i) &\leq T_{\text{тр}}. \end{aligned} \quad (9)$$

При обосновании задаваемых значений единичных и комплексных показателей надежности необходимо снизить интегральный показатель надежности. Кроме того, следует учитывать уровень надежности аналогов отечественного и зарубежного

производства и машин, входящих в общий механизированный комплекс. Для создаваемого нового гидромеханического экскаватора-драглайна с учетом указанных факторов выбраны значения единичных показателей.

Изложены методы и результаты определения надежности составных частей машины. Из анализа методов распределения заданной безотказности системы между ее составными частями видим, что ни один из них не может быть использован применительно к машинам, так как в одних методах отсутствует экономическая оценка, а в других — не учитываются затраты на устранение отказов.

Разработаны теоретические основы распределения заданной надежности машины между ее составными частями и сформулирована задача оптимизации требований к их надежности. Для конкретного варианта компоновки и ресурса машины для ее составных частей ресурс и среднее время восстановления являются неизменными показателями, а вероятность безотказной работы (количество отказов, средняя наработка на отказ) должна назначаться по принципу равных затрат за ресурс на устранение отказов составной части: чем выше затраты на устранение отказа составной части, тем выше должен быть уровень безотказности, и наоборот.

Затраты на единицу продукции, выработанной машиной

$$C_H = f(T, T_B, T_P, Z_C, Z_3), \quad (10)$$

где Z_C — затраты на создание машины; Z_3 — затраты в эксплуатации, связанные с надежностью машины.

Целевая функция для оптимального распределения требований по надежности между сборочными единицами, деталями и элементами деталей

$$C_H = F(f(T_i), f(T_B), f(T_P), f(Z_C), f(Z_3)) \rightarrow \min, \quad (11)$$

при условии необходимых ограничений на переменные.

Получена формула для расчета вероятности безотказной работы (ВБР) i -й сборочной единицы

$$P_i(T_p) = \exp\left(-\frac{K}{3_i^{(1)} \sum_{i=1}^n 1/3_i^{(1)}}\right), \quad (12)$$

где K — допустимое количество отказов машины за ресурс T_p ; $3_i^{(1)}$ — затраты на устранение одного отказа i -й сборочной единицы.

Аналогичные формулы используются для j -й детали и ϕ -го ее элемента.

Для создаваемого гидромеханического экскаватора ЭО-4117 выполнено распределение заданной надежности (средняя наработка на отказ — 275 ч, ресурс до списания 90 % — 17 000 ч.) между сборочными единицами, деталями и элементами деталей. Для 23 сборочных единиц среднее количество отказов колебалось от 0,55 до 19,4. Для 5 % деталей вероятность безотказной работы составила 0,9999—0,99999; для 58 % — 0,99—0,9999; для 37 % — 0,47—0,99.

Рассмотрена оптимизация значения ВБР на примере зубчатого колеса ($z = 27, m_z = 12$) реверсивного механизма экскаватора ЭО-4111В. Выполнены расчеты для шести вариантов изготовления зубчатых колес (из пяти марок сталей и шести видов термообработки). Из полученной зависимости суммарных затрат на создание и эксплуатацию зубчатого колеса определено оптимальное значение вероятности безотказной работы, равное 0,98, т. е. несколько выше, чем 0,95, полученное в результате распределения надежности.

В целях дальнейшего развития метода расчета на выносливость по формуле Серенсена—Когаева с применением статистических испытаний разработан метод, в котором для аппроксимации распределений параметров нагруженности и несущей способности и получаемого распределения ресурса детали использован трехпараметрический закон Вейбулла. Физической основой его применения (в отличие от нормального, логнормального, Вейбулла с двумя параметрами и других подобных без сдвига) является наличие факта ограничения снизу прочности (имеется контроль при изготовлении) и сверху — нагруженности (так как ограничена мощность двигателя и инерционные массы деталей).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Марковец М. П. Определение механических свойств металлов по твердости. — М.: Машиностроение, 1979. — 191 с.
2. Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Шулькин Л. П. Основы теории и практики создания надежных машин // Вестник машиностроения. — 2003. — № 10. — С. 3.
3. Kas'yanov V. E., Rogovenko T. N. Probabilistic-statistical estimation of the gamma-life of a machine chassis // Russian Engineering Research. — 1999. — Vol. 6. — P. 10.
4. Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Зайцева М. М. Обеспечение заданного усталостного ресурса деталей машин с использованием малых выборок

- исходных данных // Вестник машиностроения. — 2013. — № 5. — С. 10—15.
5. **Роговенко Т. Н., Зайцева М. М.** Оценка оптимального значения вероятности безотказной работы деталей машин, на примере рукояти одноковшового экскаватора // Инженерный вестник Дона. 2016. Т. 43. № 4 (43). С. 84.
 6. **Косенко Е. Е., Косенко В. В., Черпаков А. В.** Моделирование стержней с дефектами, имеющих различные виды закрепления // Инженерный вестник Дона. 2013. № 4 URL: ivdon.ru/gu/magazine/archive/n4y2013/2155.
 7. **Беленький Д. М., Косенко Е. Е., Оганезов Л. Р.** Минимальные значения и рассеивание механических характеристик строительных сталей // Известия высших учебных заведений. Строительство. — 2003. — № 6. — С. 102—105.
 8. **Косенко Е. Е., Косенко В. В., Черпаков А. В.** Моделирование стержней с дефектами, имеющих различные виды закрепления // Инженерный вестник Дона. — 2013. — Т. 27. — № 4. — С. 272.
 9. **Теплякова С. В., Котесова А. А., Косенко Е. Е.** Расчетно-экспериментальное определение максимальной нагруженности стрелы одноковшового экскаватора // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. — 2016. — № 2 (48). — С. 38—43.
 10. **Касьянов В. Е.** Метод оценки безотказности для выборки и совокупности конечного объема // Научное обозрение. — 2014. — № 11 (3). — С. 785—788.
 11. **Косенко Е. Е., Черпаков А. В., Косенко В. В., Недолужко А. И.** Методы оценки эксплуатационной надежности автомобилей // Инженерный вестник Дона, 2017, № 3 URL: ivdon.ru/gu/magazine/archive/N3y2017/4303.
 12. **Капур К., Ламберсон Л.** Надежность и проектирование систем. — М.: Машиностроение, 1980. — 604 с.
 13. **Касьянов В. Е., Котесова А. А., Теплякова С. В.** Упрощенное определение расхождений между минимальными ресурсами выборок и совокупностей для ответственных деталей машин // Инженерный вестник Дона, 2013, № 2 URL: ivdon.ru/gu/magazine/archive/n2y2013/1694.

"КАМАЗ" подвел итоги по реализации пассажирского транспорта

Блок по пассажирскому транспорту ПАО "КАМАЗ" подвел итоги деятельности за 2019 г. и наметил планы на 2020 г. По результатам 2019 г. рост объема продаж пассажирского транспорта КАМАЗ составил 45 %. В 2020 г. компания рассчитывает увеличить продажи на 54 % относительно результатов 2019 г. Таким образом, Блок по пассажирскому транспорту ПАО "КАМАЗ" продолжает демонстрировать положительную динамику развития. Если в 2018 г. было продано почти 740 автобусов НЕФАЗ и 30 электробусов КАМАЗ, в 2019-м — около 950 автобусов и 170 электробусов, то в текущем году планируется реализовать уже более 1,5 тыс. автобусов НЕФАЗ и две сотни электробусов. Кроме того, по данным Департамента маркетинга ПАО "КАМАЗ", в прошлом году российский рынок автобусов снизился и составил 3659 ед. Несмотря на негативную тенденцию, "НЕФАЗ" смог увеличить свою долю на рынке на 9 % (данные по регистрациям автобусов большого класса).

"КАМАЗ" также продолжает укреплять сотрудничество со своим крупнейшим клиентом — ГУП "Мосгортранс". Компания поставила в Москву свыше 600 автобусов и более 200 электробусов, став одним из основных поставщиков пассажирского транспорта в столице. В 2020 г. стороны намерены продолжить совместную работу в области масштабного пополнения автопарков Москвы, заключив очередные контракты на поставку 511 дизельных автобусов НЕФАЗ-5299-40-52 и 200 электробусов.

При этом "КАМАЗ" планирует вывести на рынок ряд новых продуктов, актуальных для пассажирских перевозок: городской автобус НЕФАЗ-5299-40-57 на сжиженном природном газе, междугородный автобус НЕФАЗ-5299-37-57 на компримированном природном газе в новом облике, рестайлинговый полунизкопольный автобус НЕФАЗ 5299-30-57, автобус среднего класса НЕФАЗ-4299-30-52, сочлененный электробус КАМАЗ-6282 и сочлененный автобус НЕФАЗ-6299.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 629.113

А. В. Попов, ст. преп., Волжский политехнический институт (филиал) ФГБОУ ВО "Волгоградский государственный технический университет", г. Волжский, e-mail: alexandrus238@yandex.ru, **Г. А. Чернова**, канд. техн. наук, доц., ВПИ (филиал) ФГБОУ ВО "ВолГТУ", г. Волжский, e-mail: galina_vat@mail.ru, **М. В. Великанова**, ст. преп., ВПИ (филиал) ФГБОУ ВО "ВолГТУ", г. Волжский, e-mail: marina_2010@mail.ru, **Д. А. Губанов**, студ., ВПИ (филиал) ФГБОУ ВО "ВолГТУ", г. Волжский, e-mail: gubanov.danil@yandex.ru

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТЕЙ СЦЕПЛЕНИЙ АВТОБУСОВ VOLGABUS

В статье рассматривается проблема, возникшая при эксплуатации автобусов Volgabus, — частые сходы с неисправностями сцепления. Среди возможных причин выделяются условия эксплуатации. Представлены анализ режимов движения автобусов на городских маршрутах Волжска и их возможная связь с неисправностями сцепления.

Ключевые слова: автобус, сцепление, неисправность, режим движения.

The article deals with the problem that arose during the operation of buses Volgabus — frequent gatherings with clutch malfunctions. Among the possible reasons are the operating conditions. The analysis of modes of movement of buses on routes of the city of Volzhsky and their possible connection with malfunctions of coupling is presented.

Keywords: bus, clutch, malfunction, driving mode.

В МУП "Волжская автоколонна № 1732" эксплуатируются автобусы Volgabus-5270GH ("Сити-Ритм-10 GLE") производства холдинга "Бакулин Моторс Групп" (подразделение НПК "Волгабас Волжский"). Автобусы на моторном топливе "метан" в количестве 50 единиц получены перевозчиком в ноябре 2017 г. в рамках экологической программы Правительства РФ. Автобусы эксплуатируются на городских маршрутах № 1, 2у и 14.

За период с ноября 2017 г. по декабрь 2018 г. зафиксировано 309 сходов с неисправностями трансмиссии, из них 53 — с неисправностями сцепления. Ремонты проводились производителем в рамках гарантийного обслуживания. Ввиду затрат производителя и простоя автобусов у перевозчика целью является выяснение возможных причин возникновения неисправностей. В рамках реализации данной цели требуется проанализировать произошедшие отказы сцепления и исследовать режимы движения автобусов на маршрутах.

Для оценки работоспособности трансмиссии автобусов "Волгабас-5270GH" проведен анализ сходов с ремонтом в МУП "ВАК № 1732" за указанный период.

Факторы, влияющие на работоспособность автобусов, подразделяются на внешние и внутренние. К внутренним факторам относятся эксплуатационные свойства автобуса, к внешним факторам относятся условия эксплуатации и техническое обслуживание.

В рамках данной работы рассматривается влияние условий эксплуатации, которые на городских маршрутах характеризуются большим транспортным потоком, уменьшением скорости, увеличением оборотов двигателя, большим пробегом по криволинейной траектории, большим числом переключений передач и могут привести к уменьшению ресурса как сцепления, так и всей трансмиссии.

К основным условиям эксплуатации можно отнести дорожные условия, условия движения, режим движения, техническое обслуживание, квалификацию водителя.

Дорожные условия на маршрутах № 1, 2у и 14 удовлетворительные. Асфальтовое покрытие определяет нормальный режим работы автобусов и исключение случаев схода с ремонтом.

Условия движения для общественного транспорта г. Волжского неудовлетворительные. Загруз-

ка улично-дорожной сети города происходит из-за большой автомобилизации населения и большого количества маршрутных такси, проходящих по тем же улицам, что и автобусы. Это может влиять на уменьшение скорости автобусов, частоту маневрирования перед остановочными пунктами, частое переключение передач, увеличение работы трения тормозных механизмов и, соответственно, на увеличение сходов автобусов с неисправностями двигателя, сцепления, КПП, тормозной и рулевой систем.

Режим движения автобуса задается водителем в зависимости от дорожных условий, его квалификации и технического состояния автомобиля.

На работоспособность автобуса влияет также **квалификация персонала**. Чем выше квалификация водителя, тем ближе к оптимальному режиму протекает работа автобусов и приводит к сокращению числа отказов и увеличению ресурсов агрегатов.

Техническое обслуживание. Автобусы в течение 12 месяцев находились на гарантийном обслуживании завода ООО "Волгабас Волжский". Пробеги до выполнения технического обслуживания составляют: до ТО-1 — 10 тыс. км, до ТО-2 — 20 тыс. км.

Среди 53 сходов с ремонтом сцепления наиболее распространенными неисправностями являются: нарушение регулировки, отсутствие выжима и пробуксовка сцепления (табл. 1).

Определение количественных характеристик работоспособности узлов и агрегатов подвижного состава возможно при помощи математических методов на основании обобщения накопленных статистических данных об их работе в реальных условиях эксплуатации.

Минимальное значение пробега до схода с ремонтом сцепления — 179 км, максималь-

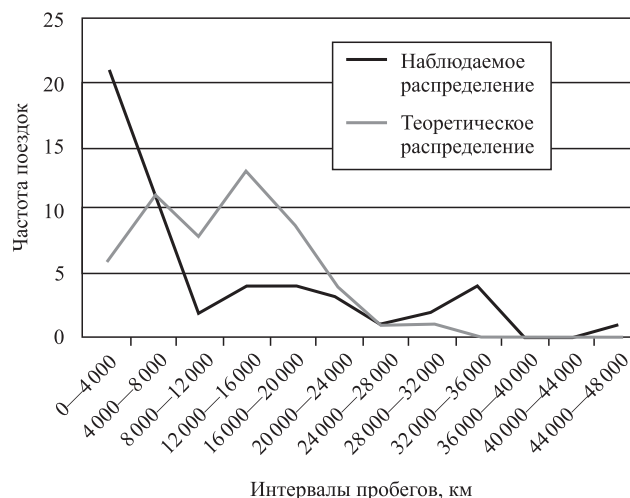


Рис. 1. График распределения пробегов автобусов до сходов с неисправностью сцепления

ное значение пробега — 44 778 км (выделено 12 групп выборки с интервалом 4000 км пробега). В результате анализа данных (среднее арифметическое значение $\bar{x} = 11\,132$, среднее квадратичное отклонение $\sigma = 12\,800$, коэффициент вариации $v = 1,14$) можно сделать вывод, что распределение пробегов до сходов с неисправностями сцепления подчиняется экспоненциальному закону (рис. 1). Известно, что при качественных условиях эксплуатации распределение пробегов автобусов, отправленных на ремонт, должно подчиняться нормальному закону [3].

Необходимо проверить гипотезу о распределении совокупности по нормальному закону, основываясь на критерии Пирсона (табл. 2).

Наблюдаемая величина критерия $\chi^2_{\text{набл.}} = 18,01$. Критическая точка распределения $\chi^2_{\text{кр}} = 16,9$ [1]. Сравниваем значения критерия — наблюдаемое и критическое: $18,01 > 16,9$. Следовательно, гипотеза о нормальном распределении пробегов автомобилей не подтверждается.

Для установления предполагаемых причин возникновения неисправностей сцепления проведен анализ режимов движения по рассматриваемым маршрутам. Исследование проводилось в будние дни во время пиковой нагрузки (рис. 2—4).

Как видно из графиков, в городских условиях автобусы маршрутов № 1, 2у и 14 работают в переменном режиме движения при многократных разгонах и замедлениях, при частых изменениях дорожного сопротивления и условий движения, что наиболее характерно для интенсивного городского движения. При переменном режиме работы автомобиля в его агрегатах и в двигателе наруша-

Таблица 1

Неисправности сцепления

№ п/п	Характер неисправностей сцепления	Количество сходов
1	Регулировка сцепления	21
2	Нет выжима сцепления	16
3	Сцепление буксует	10
4	Сцепление ведет	2
5	Педаля сцепления	2
6	Сцепление не выключается	2
Всего сходов		53

Расчет наблюдаемого значения критерия Пирсона

№ группы	Выборочные пробеги по группам, км	Средний пробег по группам выборки, км, x_i	Число замеров n_i	$x_i - \bar{x}$, $\bar{x} = 11\ 132$	$ U_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma}$, $\sigma = 12\ 800$	Функция $\Phi(u_i)$	Теоретические частоты, $n'_i = \frac{\sum n_i}{\sigma} J\Phi = 16,6\Phi(u_i)$	Значения критерия $\frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i}$
1	0–4000	2000	21	–9132	–0,71	0,3101	6	1,56
2	4000–8000	6000	11	–5132	–0,4	0,3683	11	1,12
3	8000–12 000	10 000	2	–1132	–0,09	0,3973	8	1,0
4	12 000–16 000	14 000	4	3132	0,245	0,3876	13	0,67
5	16 000–20 000	18 000	4	6868	0,537	0,3448	9	0,67
6	20 000–24 000	22 000	3	10 868	0,849	0,2780	4	0,66
7	24 000–28 000	26 000	1	14 868	1,162	0,2036	1	1,33
8	28 000–32 000	30 000	2	18 868	1,474	0,1354	1	0
9	32 000–36 000	34 000	4	22 868	1,787	0,0804	0	9
10	36 000–40 000	38 000	0	26 868	2,099	0,0529	0	1
11	40 000–44 000	42 000	0	30 868	2,412	0,0219	0	1
12	44 000–48 000	46 000	1	34 868	2,724	0,0099	0	0
			$\sum n_i = 53$	—	—	—	$\sum n'_i = 53$	$\sum x^2 = 18,01$

ется стабильность теплового режима и трения. Это повышает интенсивность изнашивания узлов и агрегатов и расход топлива.

Ввиду большой частоты разгонов и замедлений автомобиль испытывает синусоидальные нагрузки совершенно разной величины. Так, например, двигатель, работая в режиме постоянно изменя-

ющихся нагрузок, с переменной массы, действующей на его тягово-динамические показатели, очень быстро выходит из строя, как правило, по причине сильного износа шатунно-поршневой группы. Следствием чего становится увеличение расхода топлива и ухудшение его экологических показателей, несмотря на заявленные характери-

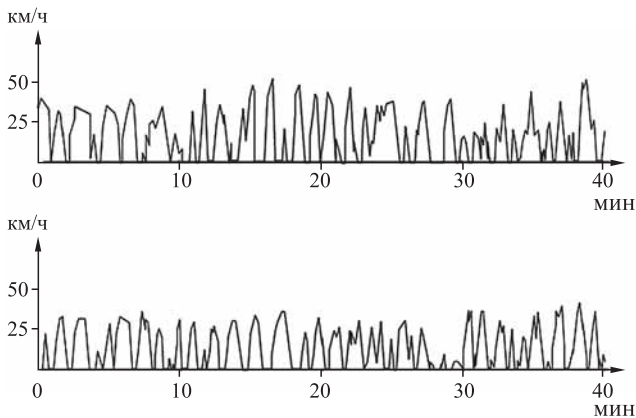


Рис. 2. Режимы движения автобуса на маршруте № 1 в прямом и обратном направлении

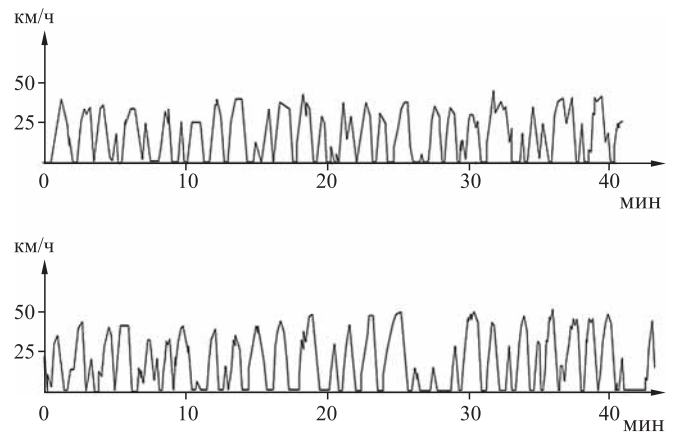


Рис. 3. Режимы движения автобуса на маршруте № 2 в прямом и обратном направлении

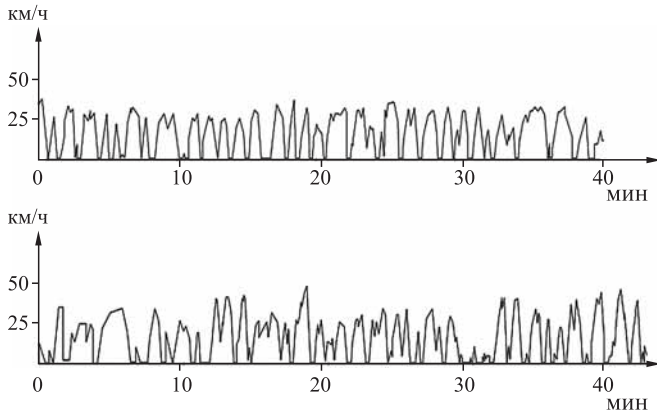


Рис. 4. Режимы движения автобуса на маршруте № 14 в прямом и обратном направлении

стики. Аналогично КПП и механизм сцепления имеют малый ресурс, связанный с их частым использованием. Частое трогание с места и смена передачи приводят к молниеносному износу диска сцепления и синхронизаторов передач, что становится нередко причиной выхода неисправного автомобиля на линию.

Кроме того, необходимо учитывать человеческий фактор. Неполное выключение сцепления, резкое его включение негативно сказываются на состоянии механизма.

Таким образом, по результатам работы можно сделать вывод. Возможными причинами частых сходов автобусов с неисправностями сцепления являются неудовлетворительные условия эксплуатации, в частности условия и режимы движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гмурман В. Е.** Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пос. для вузов. — 9-е изд. — М.: Высшая школа, 2003. — 479 с.
2. **Зорин В. А.** Основы работоспособности технических систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений. — М.: Изд. центр "Академия", 2009. — 208 с.
3. **Кулько П. А.** Вариантное прогнозирование изменений технического состояния и эксплуатационных свойств автомобилей: монография. — Волгоград: ВолгГТУ, 2011. — 187 с.
4. **Кулько П. А., Кулько А. П., Бутов Г. М.** Основы научных исследований: учеб. пособие. — Волгоград: ВолгГТУ, 2013. — 152 с.

"Лукойл" запустил в России производство огнестойких гидравлических жидкостей

Компания "ЛЛК-Интернешнл" (100 % дочернее предприятие ПАО "ЛУКОЙЛ") локализовала производство огнестойких гидравлических жидкостей линейки Лукойл Гейзер HFDU, перенесла его на производственные мощности на территории России. Ранее данная линейка производилась на собственном заводе компании в Австрии.

Пожаробезопасные гидравлические жидкости Лукойл Гейзер HFDU помимо значительной стойкости к возгоранию — температура воспламенения достигает 340 °С, наделены целым рядом преимуществ. Продукты этой линейки отличаются превосходными противозносными свойствами, обладают высоким индексом вязкости, стойкостью к старению и окислению благодаря входящим в их состав сложным эфирам многоатомных спиртов и многофункциональным присадкам. Масла Лукойл Гейзер HFDU полностью совместимы с механизмами из стали и цветных металлов, а также являются нейтральными для лакокрасочных покрытий и материалов уплотнителей на основе фторкаучуков. Кроме отличных эксплуатационных свойств, важно отметить его экологические свойства — этот продукт является биоразлагаемым.

Основным потребителем огнестойких продуктов класса HFDU является металлургическая промышленность, где их применяют в качестве рабочих жидкостей гидросистем оборудования, работающего в местах повышенной пожарной опасности, например, в автоматах для штамповки изделий из цветных металлов и в гидроприводах заслонок промышленных печей кузнечного и литейного производств. В частности, сегодня гидравлические жидкости Лукойл Гейзер HFDU уже успешно используются на Нижнетагильском и Объединенном Западно-Сибирском металлургических комбинатах международной компании ЕВРАЗ.

Перенос производства линейки Лукойл Гейзер HFDU позволил компании расширить пакетное предложение для корпоративных клиентов, сделав его более конкурентоспособным, а также поддержать национальную программу импортозамещения.

Пресс-служба ООО "ЛЛК-Интернешнл"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 625.084

О. Ю. Казаков, инж., асп., Машиностроительный завод "БЕЦЕМА",
г. Красногорск, e-mail: 4informatika@mail.ru,

Г. В. Кустарев, канд. техн. наук, проф., Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, e-mail: projectdm@mail.ru

УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОРРЕКТИРОВАНИЯ НАПРАВЛЕНИЯ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ КАТКА

Статья касается области дорожного строительства и описывает устройство, позволяющее выдерживать направление и скорость движения катка вслед за асфальтоукладчиком. Представлена информация для реализации технологии специалистом в области.

Ключевые слова: дорожное строительство, автоматизация, асфальтобетон, отряд машин, каток.

The article deals with the field of road construction and describes a device that can withstand the direction and speed of movement of the roller following the paver. Information is provided for the implementation of the technology by a specialist in the field.

Keywords: road construction, automation, asphalt concrete, squad of cars, road roller.

Технология из данной статьи относится к области строительства, формулируя изменения в технологии уплотнения горячих асфальтобетонных катком с шарнирно сочлененной "переламывающей" рамой. Статья описывает устройство для корректирования направления и скорости движения катка, которое повысит качество покрытия дороги и экономическую эффективность эксплуатации. Целью статьи является описание конструкции и принципов работы устройства для корректирования направления и скорости движения катка в процессе взаимодействия с асфальтоукладчиком. В статье описаны технологии, на которых основывается устройство. Представлены как конструкция в целом, так и узлы, их взаимодействие и расположение. Сформулирован принцип работы устройства. Приведен пример использования технологии на практике в области укладки асфальтобетонного покрытия.

В заключении статьи приведены практические преимущества, позволяющие рекомендовать описанную технологию к внедрению в область дорожного строительства. Полученные в ходе разработки и проектирования результаты в виде устройства для корректирования направления и скорости движения катка могут быть применены для устройства асфальтобетонного покрытия.

Предпосылками для создания описываемого в статье устройства являются необходимость развития концепции скоростной укладки асфальто-

бетона и общее повышение уровня интеллектуализации управления дорожно-строительными процессами [1, 2].

Принцип работы устройства основывается на технологии, описанной в патенте Российской Федерации № 2172085, где ведущая машина излучает сигнал, а ведомая машина принимает сигнал [3]. Это изобретение относится к автоматизации процессов совместной работы машин и используется для ориентации движения транспортных средств (например, при совместной работе скрепера и толкача). По принципу действия ведущая машина излучает постоянный визуальный сигнал о скорости и переменный визуальный сигнал о положении ведомой машины относительно линии симметрии ведущей машины через соответствующие элементы индикации, располагающиеся на задней части ведущей машины. Ведомая машина по визуальному сигналу о скорости ведущей машины изменяет свою скорость, а по визуальному и звуковому переменному сигналу ведущей машины ориентирует свое движение в направлении, перпендикулярном основному движению ведущей машины. Ведущая машина формирует переменный визуальный и звуковой сигналы путем логической обработки сигналов с датчиков соприкосновения, которые располагают в теле ее буфера, от момента начального соприкосновения ведомой машины с буфером ведущей машины до их полного соприкосновения.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

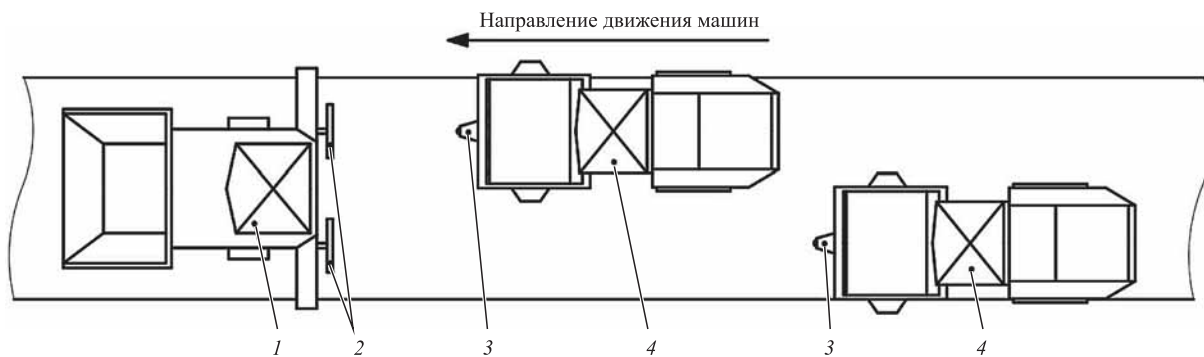


Рис. 1. Пример работы комплекта машин, оснащенного устройством для выдерживания скорости и направления движения катков

Таким образом, упрощается процесс управления при сближении и стыковке машин. Расширяются функциональные возможности управления и сокращается время операций для маневрирования.

Недостатком данного устройства в условиях уплотнения горячего асфальтобетона является отсутствие автоматического регулирования курса и скорости. Кроме того, часть функционала (например, звуковое оповещение) не является необходимым в условиях укладки асфальтобетона. Таким образом, описываемая в статье технология устройства для корректирования направления и скорости движения катка основывается на опыте ближайшей по принципу действия технологии и адаптирована для нужд комплекта машин по скоростному устройству асфальтобетонного покрытия.

Для раскрытия принципа работы и устройства описываемого в статье технологии сформулирована цель, выражающаяся в уменьшении количества дефектов асфальтобетонного покрытия дороги и повышении равномерности уплотнения асфальтобетона за счет исключения человеческого фактора из процессов выдерживания курса и скорости катка и их автоматизации. Принцип работы подразумевает поступательное движение катка вслед за асфальтоукладчиком. Это применимо для легких катков, либо для модернизированных запатентованным устройством для уплотнения горячих асфальтобетонных смесей [4]. Этот рабочий орган благодаря возможности активного уплотнения набором вальцов со смещенными осями вращения способен произвести весь цикл уплотнения без возвратно-поступательного движения катка. Таким образом, оптимальным будет его использование совместно с описываемым в статье устройством для корректирования направления и скорости движения катка.

Принцип работы устройства заключается во взаимодействии двух основных механизмов, устанавливаемых на комплект машин (рис. 1). На рисунке показан отряд машин, состоящий из асфальтоукладчика 1 и двух катков 4. На ведущей машине

установлены панели с датчиками и передатчиком сигнала 2, на ведомых — вторая часть устройства в виде лазера, блоков управления и датчиков расстояния 3. Эта схема работы может включать в себя от одного асфальтоукладчика и от одного катка.

На рис. 2 изображено оборудование, устанавливаемое на асфальтоукладчик, состоящее из датчиков лазера 1, корпуса пластины 2, передатчика сигнала 3 и опорной монтажной плиты 4. На ведущую машину (асфальтоукладчик) устанавливается необходимое количество панелей с датчиками и передатчиком сигналов от них. Для автоматизации движения одного катка необходима одна панель с датчиками.

На рис. 3 изображено оборудование, устанавливаемое на каток, где показаны приемник

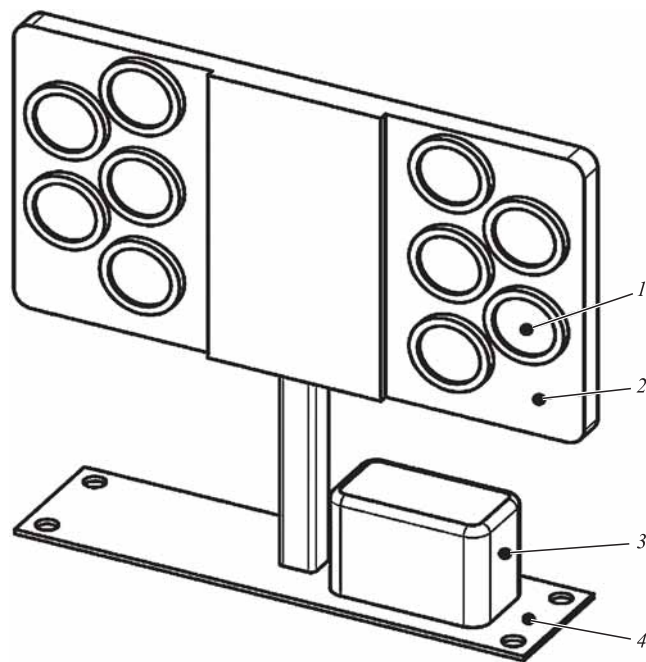


Рис. 2. Оборудование, монтируемое на асфальтоукладчик

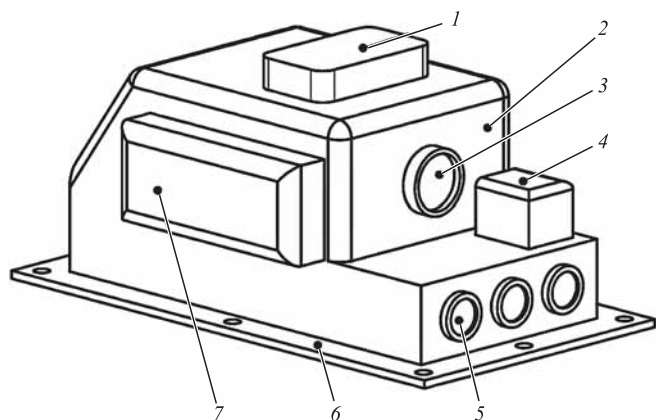


Рис. 3. Оборудование, монтируемое на каток

сигнала 1, корпус оборудования 2, лазер 3, блок управления для регулирования скорости катка 4, датчики расстояния 5, монтажной плиты 6, блок управления для корректировки курса катка 7. На ведомую машину устанавливаются источник лазера, приемник сигналов от передатчика (установленного на ведущей машине), блок управления, гидравлические сервоприводы (как часть гидрооборудования, управляющая гидроцилиндрами поворота передней полурамы катка по отношению к подmotorной полураме) и регулятор скорости с собственным блоком управления и ультразвуковые или электромагнитные датчики.

В боковых секциях панели установлены датчики, посылающие сигнал в случае попадания лазера. Есть две группы датчиков — левая группа и правая (на лицевой стороне панели с датчиками), посылающие сигналы передатчику обособленно друг от друга. Передатчик сообщает приемнику катка два вида сигналов. Первым видом сигнала является попадание лазера в один из датчиков левой группы панели с датчиками. Второй сигнал — попадание лазера в один из датчиков правой группы панели с датчиками. Приемник устройства, расположенный на катке, получает два вида сигналов и передает их в блок управления. Блок управления задействует один из гидравлических сервоприводов, регулирующих поворот катка. Сигнал от правой группы датчиков задействует левый гидроцилиндр поворота, а левая группа — правый. Таким образом, выдерживается курс катка по отношению к асфальтоукладчику.

Блок управления регулирует скорость катка путем взаимодействия с регулятором скорости катка так, чтобы поддерживалось заданное расстояние от катка до асфальтоукладчика, измеряемое ультразвуковым или электромагнитным датчиком. Гидравлические сервоприводы как часть гидрооборудования управляют гидроцилиндрами поворота передней полурамы катка по отношению к подmotorной полураме.

Устройство работает следующим образом. Каток выставляется позади асфальтоукладчика в требуемую позицию и положение по отношению к панели с датчиками. Лазер катка должен быть нацелен на центральную секцию панели с датчиками, где датчики отсутствуют.

Во время движения асфальтоукладчика лазер попадает в центральную часть. В случае смещения луча лазера в правую или левую секцию панели с датчиками (при повороте асфальтоукладчика), передатчиком сигнала (установленном на асфальтоукладчике) подается сигнал приемнику сигнала (установленном на катке) и блок управления задействует требуемый для корректировки направления гидравлическим сервоприводом курса катка, поворачивая переднюю полураму по отношению к задней подmotorной полураме. Расстояние между катком и асфальтоукладчиком поддерживается за счет регулятора скорости движения катка, которым управляет блок управления, обрабатывая данные ультразвуковых или электромагнитных датчиков расстояния, установленных на катке.

Таким образом, устройство позволяет уменьшить количество дефектов и повысить равномерность уплотнения асфальтобетона за счет отсутствия человеческого фактора и автоматизации, строго придерживаясь заложенной технологии. В статье описана конструкция и принципы работы устройства для корректирования направления и скорости движения катка. Изложенная информация может быть полезна как молодым ученым в области строительных дорожных машин для изучения и развития способов группового управления техникой, так и специалистам в области модернизации конструкции моделей дорожных катков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Высокоэффективные комплексы** для скоростного строительства асфальтобетонных покрытий: монография / Г. В. Кустарев, С. А. Павлов, А. В. Ушков. — М.: МАДИ, 2019. — 140 с.
2. **Прокопьев А. П.** Реализация концепции автоматизации и интеллектуализации управления дорожно-строительными процессами / А. П. Прокопьев, В. И. Иванчура, Р. Т. Емельянов и др. // Вестник МГСУ. — 2018. — Т. 1. — № 1. — С. 61–70.
3. **Пат. 2172085** Российская Федерация, МПК А 01 В 69/04, G 05 D 1/02. Способ управления групповым вождением машин / А. И. Суздальцев, А. Н. Загородних, В. С. Бочаров, Н. А. Загородних; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. — № 99124217/13; заявл. 12.11.1999; опубл. 20.08.2001. — 10 с.
4. **Пат. 194303** Российская Федерация, МПК E01C 19/23. Устройство для уплотнения горячих асфальтобетонных смесей и грунтов / О. Ю. Казаков, Г. В. Кустарев; заявитель и патентообладатель О. Ю. Казаков — № 2019122624; заявл. 18.07.2019; опубл. 05.12.2019, Бюл. № 34. — 5 с.

УДК 629.3.018

М. В. Харлов, канд. воен. наук, ФГБОУ ВО "Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I", Санкт-Петербург
E-mail: maxha@mail.ru

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ПРОТИВОСКОЛЬЗЯЩИХ СВОЙСТВ НЕСУЩИХ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРАВЛАТОРОВ

В статье рассмотрена проблема высокого травматизма пассажиров на траволаторах, установленных на станциях ГУП "Петербургский метрополитен". Это возможно связано с неудовлетворительными противоскользкими свойствами их несущих контактных поверхностей. Более точный вывод возможен после трибологических испытаний, для проведения которых необходима новая научно-обоснованная методика и соответствующее оборудование. Анализируя действующую нормативно-техническую документацию автор выявляет принципиальный методический подход к реализации процедуры оценки противоскользких свойств поверхностей на основе нормативного коэффициента трения. В качестве испытательного оборудования предложено использовать модернизированную универсальную машину трения 2070 СМТ-1.

Ключевые слова: траволатор, противоскользкие свойства, методика оценки, коэффициент трения, трибологические испытания, машина трения, метрополитен.

The article considers the problem of high injuries to passengers on travelators installed at the stations of the State Unitary Enterprise "Petersburg Metro". This is possibly due to the unsatisfactory anti-slip properties of their bearing contact surfaces. A more accurate conclusion is possible after tribological tests, for which a new science-based methodology and appropriate equipment are needed. Analyzing the current normative and technical documentation, the author identifies a fundamental methodological approach to the implementation of the procedure for assessing the anti-slip properties of surfaces based on the standard coefficient of friction. It is proposed to use the upgraded universal friction machine 2070 SMT-1 as testing equipment.

Keywords: travelator, anti-slip properties, assessment technique, coefficient of friction, tribological tests, friction machine, metro.

1. Введение

При эксплуатации подъемно-транспортного оборудования в метрополитенах возможно травмирование пассажиров. В основном это связано с несоблюдением техники безопасности при нахождении на этих объектах. Однако в последнее время причины травматизма стали носить другой характер.

Так, за 15 месяцев эксплуатации пассажирских конвейеров (траволаторов) на станциях "Беговая" и "Новокрестовская" ГУП "Петербургский метрополитен" (рис. 1) произошло около 40 случаев падения пассажиров на несущем полотне и сходных площадках. При этом около 15 % случаев сопровождались средними и тяжелыми травмами.

Вполне очевидно, что при таких условиях безопасная эксплуатация траволаторов на вышеперечисленных станциях стала невозможной без проведения дополнительных мероприятий, направленных на снижение травматизма пассажиров. Разработка таких мероприятий, после ис-

следования причин травматизма, была поручена специалистам "Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I".

В результате исследования причин травмирования пассажиров было установлено, что основной причиной является их падение и контактное взаимодействие с твердыми поверхностями элементов траволатора. Большинство случаев падения произошло вследствие поскользывания пассажиров на несущем полотне и сходной площадке. Падения происходили в основном на спусковых траволаторах, а обувь пассажиров и поверхность несущего полотна были увлажнены вследствие переноса влаги с улицы во время атмосферных осадков. Также к числу отягчающих условий эксплуатации были отнесены: максимально возможный угол наклона полотна траволатора (12°) и отсутствие горизонтального участка полотна у сходной площадки.

Следует отдельно отметить, что наибольшую озабоченность вызвал тот факт, что исследование



Рис. 1. Общий вид пассажирских конвейеров типа КП1 на станциях ГУП „Петербургский метрополитен“:

а — пассажирские конвейеры на станции "Беговая"; *б* — пассажирские конвейеры на станции "Новокрестовская"

причин травмирования пассажиров указывало на несоответствие противоскользящих свойств несущих контактных поверхностей траволаторов условиям эксплуатации. Для более точного вывода потребовалось проведение дополнительного исследования, включающего испытания поверхностей траволаторов на противоскользящие свойства.

2. Постановка задачи

Испытания — это сложный наукоемкий процесс, требующий реализации определенной научно-обоснованной методики. Анализ существующей нормативно-технической базы показал, что в содержании действующих документов методика испытаний на противоскользящие свойства поверхностей траволаторов отсутствует. Поэтому ключевым вопросом обеспечения исследования причин травмирования пассажиров стало определение принципиального подхода — методических основ процесса оценки противоскользящих свойств. С этой целью потребовалось проанализировать существующую нормативно-техническую литературу, имеющую предметное отношение к исследуемой области, установить возможную процедуру оценки противоскользящих свойств и необходимое испытательное оборудование.

3. Анализ нормативно-технической литературы

В тексте нормативного документа [2], который содержит основные параметры для проектирова-

ния траволаторов, в приложении "С" содержатся рекомендации по определению противоскользящих свойств поверхностей траволатора. В соответствии с ними противоскользящие свойства поверхностей предлагается определять следующим путем: человек наступает на испытываемое покрытие на наклонной плоскости, при этом используется обувь с каучуковой (резиновой) профильной подошвой, влажность покрытия соответствует условиям эксплуатации. Далее, вероятно (в тексте документа этого не сказано), учитывается возможность стоять на поверхности без скольжения под определенным ее углом по отношению к горизонтальной плоскости. Средний угол наклона, определяемый по нескольким измерениям, используется для отнесения покрытия к одной из пяти оценочных групп. Оценочная группа применяется в качестве ориентира для определения уровня противоскользящих свойств, при этом оценочная группа R9 отвечает самым низким противоскользящим требованиям, а покрытия оценочной группы R13 — самым высоким. Распределение оценочных групп по углам наклона показано в таблице.

Очевидно, что приведенные рекомендации не содержат конкретной методики для определения противоскользящих свойств, а лишь "намекают" на некий возможный подход к решению этой проблемы. При этом система оценки, вероятно заимствованная из [8], не имеет связи с условиями оценки и критически неточна.

Оценка противоскользящих свойств обязательно должна быть связана с условиями проведения испытания, особенно с температурно-влажностным режимом. Известно, что увлажнение кон-

Соответствие средних значений углов наклона оценочным группам противоскользких свойств

Среднее значение угла наклона	Оценочная группа противоскользкого свойства
От 6° до 10°	R 9
Более 10° до 19°	R 10
Более 19° до 27°	R 11
Более 27° до 35°	R 12
Более 35°	R 13

тактных поверхностей может существенно влиять на их противоскользкие свойства. Так, наличие сплошной влажной среды между взаимодействующими твердыми телами, приводит к уменьшению противоскользких свойств в десятки раз [1]. Замороженные поверхности, особенно при взаимодействии в период их постепенного оттаивания, могут также характеризоваться низкими противоскользкими свойствами [7].

Критическая неточность оценки в соответствии с таблицей прослеживается в следующем. Во-первых, использование показателя среднего значения угла наклона контактных поверхностей может приводить к исключению из рассмотрения при исследовании поверхностей, для которых угол наклона будет выше среднего, что ведет к увеличению риска травмирования пассажиров траволатора. Во-вторых, это большой разброс значений угла наклона поверхностей для конкретной оценочной группы, что предъявляет большие требования к универсальности и дороговизне применяемых материалов. В-третьих, данная система оценки не включает требования к траволаторам с углом наклона несущего полотна до 6°.

Также в приведенных выше рекомендациях говорится только об одном типе подошвы обуви, тогда как существующий ассортимент материалов подошвы измеряется десятками наименований. Все они, очевидно, будут иметь разные противоскользкие свойства, что обязательно должно учитываться в исследовании.

Вполне понятно, что рассмотренные выше рекомендации по оценке противоскользких свойств поверхностей траволатора не позволяют в полной мере получить качественную испытательную информацию, пригодную для обоснованного вывода.

Действующая нормативно-правовая база содержит ряд документов, содержание которых

касается задач, аналогичных рассматриваемым в данной статье. Например, в [3] приводится метод оценки в лабораторных условиях скользкости покрытий полов на образцах, изготовленных в лаборатории или отобранных из исследуемого покрытия пола, при перемещении людей в обуви по сухим, влажным и замасленным поверхностям в помещениях зданий различного назначения, включая спортивные залы, производственные цеха, промышленные стиральные помещения, предприятия общественного питания, и босыми ногами при перемещении людей в залах бассейнов, ванн и душевых помещениях. Также там содержится описание конструкции универсального стенда для проведения исследования. В результате испытания определяются значения параметров статического и динамического (кинетического) коэффициентов трения исследуемых контактных пар материалов, которые в свою очередь сравниваются с предельными нормативными значениями приведенными в [5].

На основании пункта 5.25 [5] допускаемый коэффициент трения $K_{доп}$ (статический и динамический) должен быть при перемещении в обуви в жилых, общественных и производственных помещениях:

- по сухим покрытиям полов — не менее 0,35;
- то же по влажным — не менее 0,4.

При этом, при перемещении по наклонной плоскости под углом α к горизонту, допускаемые коэффициенты трения определяются по формуле:

$$K_{доп\alpha} = K_{доп} + \tan \alpha. \quad (1)$$

Следует сказать, что подход к оценке противоскользких свойств поверхностей на основе коэффициента трения контактных пар является более точным, чем подход, основанный на оценочной группировке. Также, нормируя поверхности с помощью коэффициента трения, мы, по сути, определяем требования к контактным материалам и среде их взаимодействия. Конечно, подход на основе коэффициента трения не учитывает форму контактных материалов, что оказывает прямое влияние на величину реакции опоры и, в конечном виде, на величину силы трения контактных пар. Но если задаться минимальными требованиями к противоскользким свойствам на основе нормируемого коэффициента трения, то влияние формы контактных материалов будет сказываться только на повышение их противоскользких свойств.

Также нужно отметить, что в содержании метода по определению противоскользких свойств,



Рис. 2. Материалы, используемые при изготовлении подошвы современной обуви



Рис. 3. Специальные серийные машины трения типа Floor Slide Control

приведенного в [3], рассматривается рабочий эталон подошвы обуви из пористой резины. Однако, в настоящее время, ассортимент материалов для подошвы обуви насчитывает несколько десятков наименований и пористая резина не относится к числу популярных материалов. Их противоскользящие свойства существенно разнятся — коэффициент трения по одним и тем же поверхностям в одинаковых средах может отличаться в несколько раз. Поэтому рассмотрение только одного материала подошвы при проведении испытаний на противоскользящие свойства накладывает значительные ограничения на получение качественного результата.

Несмотря на очевидное разнообразие современного подошвенного материала, прочно на рынке обуви закрепились только следующие виды: резина (вулканизированный каучук), пластмасса (полиуретан, поливинилхлорид и др.) и термоэластопласты [6]. При этом как показывает ассортимент товарной обуви, который доступен к анализу на крупных торговых интернет-площадках, распределение долей подошвенного материала может выглядеть в виде графической модели, представленной на рис. 2.

Исходя из изложенного, метод оценки противоскользящих свойств на основе [3] нуждается в существенной доработке с учетом рассмотрения разных подошвенных материалов. В частности это касается эмпирических данных для вычисления поправочного коэффициента, учитывающего влияние износа рабочего эталона подошвы обуви из конкретного материала.

4. Возможное испытательное оборудование и его применение

Конструкция стенда для исследования противоскользящих свойств, предложенная в [3], принципиально соответствует специализированной,

торцевой однонаправленной машине трения [4]. Вполне очевидно, что это самая простая принципиальная схема машины трения, однако ее создание и реализация требует определенных затрат, избежать которых можно путем применения существующего оборудования. При этом речь идет, прежде всего, о серийных лабораторных машинах трения.

Учитывая специальную направленность исследования, серийно такие машины практически нигде не производятся. Отечественная производственная практика не является исключением. За рубежом такое оборудование есть. Например, это машины трения типа Floor Slide Control: модели FSC 3, FSC 2000 (рис. 3). Однако создание условий для применения этого оборудования у нас в стране — это весьма непростая и дорогостоящая задача. Кроме этого, комплектация данного оборудования говорит о том, что рассмотреть в исследовании требуемые материалы подошвы обуви опять не получится.

Решением проблемы наличия оборудования для исследования противоскользящих свойств может быть применение серийных универсальных машин трения. К такому оборудованию относятся отечественные машины трения типа 2070 СМТ-1, ИИ-5018, УМТ-2168 "Унитриб" (рис. 4).

Применение универсальных машин трения позволяет контролировать широкий диапазон выходных трибологических параметров, в том числе — коэффициент трения рассматриваемых пар материалов. При этом обычно оценивают линейный, объемный и весовой износ или безразмерную интенсивность линейного износа, а также размер пятна трибоконтакта [4].

Рассмотрим подробнее возможность использования машины трения типа 2070 СМТ-1 для оценки коэффициента трения пар материалов несущих контактных поверхностей траволатора и подошвы обуви.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

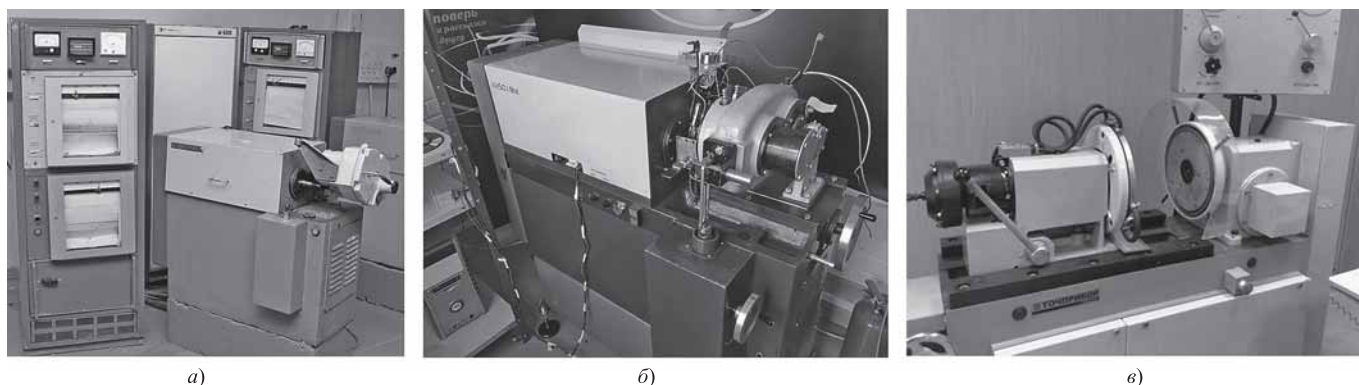


Рис. 4. Универсальные серийные машины трения:
 а — 2070 СМТ-1; б — ИИ-5018; в — УМТ-2168 "Унитриб"

Данная машина предназначена для испытания на трение и износ, изучения процессов трения и износа металлов, сплавов и жестких конструкционных пластмасс. Однако, при определенной модернизации, она с успехом позволяет определить параметры трения и относительно мягких материалов — вспененной резины, термоэластопластов и др.

В качестве основных условий проведения испытаний следует определить следующие:

- схема трибоконтакта образцов: "диск"—"колодка" (рис. 5);
- температура в зоне трибоконтакта — исключая температурную деформацию образцов;
- контроль температурного режима в зоне трибоконтакта;
- возможность влажного контакта образцов;
- допустимая погрешность результатов измерения.

Суть модернизации машины трения заключается в снижении скорости вращения вала машины трения путем замены шестерен привода

на шестерни с большим передаточным числом. Например, замена двух шестерен привода верхнего и нижнего валов машины ($D = 115$, $Z = 29$) на одну шестерню привода нижнего вала ($D = 218$, $Z = 55$), что ведет к уменьшению частоты вращения нижнего вала в 1,9 раза.

Порядок испытания может включать следующие операции:

- подготовка образцов, в том числе очистка их поверхностей от масляных и окисных пленок, оценка их геометрических параметров и чистоту обработки поверхностей;
- установка образцов в соответствии с требованиями эксплуатационных нормативов машины;
- установка и подключение датчиков контроля температуры в зоне трибоконтакта;
- вычисление площади контакта "диск"—"колодка" и назначение величины нагрузки, обеспечивающей заданное удельное давление в трибосоприжении;
- установка кюветы для сбора продуктов разрушения в зоне трибоконтакта, либо увлажнения поверхностей образцов;
- включение машины и настройка измерительных приборов;
- приработка образцов до момента стабилизации показателей момента трения и температуры в зоне трибоконтакта;
- корректирование нагрузки с учетом приработки образцов;
- фиксирование в протоколе финишного показателя момента трения.

По окончании испытаний вычисляем коэффициент трения пары образцов по следующей формуле:

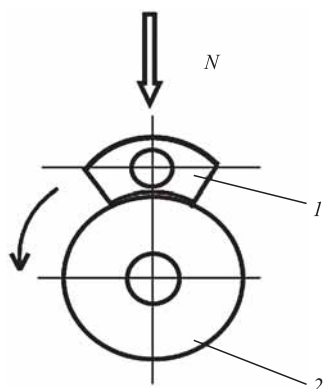


Рис. 5. Схема трибоконтакта образцов:
 1 — "колодка"; 2 — "диск"; N — нагружающее усилие

$$K_{\text{тр}} = \frac{2M_{\text{тр}}}{ND}, \quad (2)$$

где $M_{тр}$ — момент трения, по показанию регистрирующего прибора, Н·м; D — диаметр образца "диск", м; N — заданная нагрузка в зоне трибоконтакта, Н.

Полученные результаты подлежат математической обработке на предмет оценки качества испытательной информации.

5. Выводы и заключение

Таким образом, применение изложенного выше подхода к определению коэффициента трения пар различных материалов с помощью серийной универсальной машины трения типа 2070 СМТ-1 дает реальную возможность получения необходимой информации для оценки противоскользких свойств несущих контактных поверхностей траволаторов, а использование требований, изложенных в [5], позволяет сделать обоснованный вывод об их безопасности для пассажиров.

Приведенные в данной статье методические основы испытания несущих контактных поверхностей траволаторов были реализованы при разработке нормативного документа СТО 01115840-001-ТИ-2019 "Программа трибологических испытаний материалов несущих поверхностей пассажирских конвейеров типа КП".

В дальнейшем перед автором стоит задача практической реализации программы трибологических испытаний, оценки уровня безопасности конкретных технических единиц, уточнения

и изложения детальной методики испытаний на противоскользкие свойства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бобович Б. Б., Бровак Г. В., Бунаков Б. М. и др.** Химики — автолюбителям: Справ. изд. Б. Б. Бобович, Г. В. Бровак, Б. М. Бунаков и др. 3-е изд. стер. — СПб.: Химия, 1991. — 320 с.
2. **ГОСТ Р 33966.1—2016** (EN 115-1:2008 + A1:2010) Эскалаторы и пассажирские конвейеры. Требования безопасности к устройству и установке. — М.: Стандартинформ, 2017. — 81 с.
3. **ГОСТ Р 55908—2013** Полы. Метод оценки скользкости покрытия. — М.: Стандартинформ, 2014. — 16 с.
4. **Комбалов В. С.** Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: Справочник / Под ред. К. В. Фролова, Е. А. Марченко. — М.: Машиностроение, 2008. — 384 с.
5. **СП 29.13330.2011** Полы. Актуализированная редакция СНиП 2.03.13—88. — М.: Минрегион России, 2011. — 100 с.
6. **Магомедов Ш. Ш.** Товароведение и экспертиза обуви: Учебник. 3-е изд. / Ш. Ш. Магомедов. — М.: Издательско-торговая корпорация "Дашков и К", 2007. — 380 с.
7. **Чичинадзе А. В., Браун Э. Д., Буше Н. А. и др.** Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2001. — 664 с.
8. **DIN 51130:2004-06** Prüfung von Bodenbelägen — Bestimmung der rutschhemmenden Eigenschaft — Arbeitsräume und Arbeitsbereiche mit Rutschgefahr, Begehungsverfahren — Schiefe Ebene // Normenausschuss Materialprüfung (NMP) im DIN. — 2004. — 13 S.

Расширенный пакет услуг по программе "ГАЗ АССИСТАНС"

Покупатели новых автомобилей ГАЗ получают доступ к расширенному пакету услуг "ГАЗ АССИСТАНС" — программ помощи на дороге, которую компания реализует совместно с Российским автомобильным товариществом (РАТ). К уже привычному списку услуг, который был доступен клиентам с 2012 г. (эвакуация, подвоз топлива, запуск двигателя и др.) добавились новые, особенно важные для профессионалов, работающих на рынке коммерческих перевозок: выезд аварийного комиссара при ДТП, доставка груза до места назначения при неисправности автомобиля, а также организация ответственного хранения груза. Новая программа распространяется не только на легкий коммерческий транспорт, но и на среднетоннажные грузовые автомобили полной массой до 10 т.

Расширенный пакет услуг предоставляется на три года на бесплатной основе (при условии выполнения требований по гарантийному обслуживанию).

Доступ к программе "ГАЗ АССИСТАНС" возможен как по телефону, так и через мобильное приложение, которое автоматически определит местоположение машины, позволит подгрузить контактные данные, выбрать и заказать услугу, а также отслеживать статусы выполнения.

Еще один способ связи с операторами "ГАЗ АССИСТАНС" — с помощью системы "ЭРА ГЛОНАСС". При этом одновременно с вызовом в службу помощи на дороге автоматически передается информация о местонахождении автомобиля. Связь между оператором и водителем поддерживается через терминал "ЭРА ГЛОНАСС", что позволяет сделать вызов даже при неработающем мобильном телефоне водителя.

Карта "ГАЗ АССИСТАНС" является также дисконтной: по ней можно получить скидку до 7 % на услуги и запчасти в официальных сервисных предприятиях ГАЗ, а также в фирменных магазинах "ГАЗ. Детали машин".

Пресс-служба "Группа ГАЗ"

ИНФОРМАЦИЯ

ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

ПЕРСПЕКТИВЫ КОММЕРЧЕСКОГО АВТОТРАНСПОРТА

Вряд ли кто-либо из профессионалов усомнится в том, что электрификация, цифровизация и автономное движение являются сегодня ключевыми технологическими тенденциями развития современного автомобилестроения. Но правильно ли мы понимаем суть этих тенденций? Правильно ли мы понимаем то, что скрывается за ними? Их потенциал, их перспективы? Ну и, конечно же, реализация данных технологий — проблемы, с которыми при этом сталкиваются, — по-прежнему вызывает множество вопросов. Разобраться нам помог Ян Айхингер, генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас Рус".

— Господин Айхингер, электрификация, цифровизация и автономное движение открывают перед мировой автомобильной промышленностью новые горизонты. Но электрификация, цифровизация и автономное движение — это не просто красивые термины. Это технологические приоритеты, каждый из которых, как глобальная всеобъемлющая тенденция, наполнен глубоким, во многом уникальным содержанием. В чем, по вашему мнению, заключается это содержание?

— Действительно, электрификация, цифровизация и автономное движение — не просто громкие слова. Не банальная сиюминутная прихоть, уже завтра теряющая актуальность. Это именно технологии, я бы сказал, технологические явления, многогранные и разносторонние.

Вот смотрите. Электрификация автотранспорта. Здесь мы говорим не просто о переводе подвижного состава — грузовиков, автобусов, личного и коммерческого транспорта — на электрическую тягу. Здесь мы имеем в виду целый комплекс мероприятий, имеющих своей целью обеспечение исправного и

бесперебойного функционирования такой техники, создание соответствующей дорожно-транспортной, ремонтно-эксплуатационной и прочей инфраструктуры, а также подготовку и поддержку рынка, его участников и операторов, направленные на эффективное использование предлагаемых технологий.

Вторая тенденция — цифровизация. И опять же цифровизация — это не просто пресловутая Big data, как многим кажется. Цифровизация — это очень полезный прикладной инструмент, помогающий участникам рынка в их повседневной деятельности. Операционные данные, рабочие параметры транспорта, эксплуатационные показатели и т. д. Весь этот комплекс информации, моментально обрабатываемой и транслируемой пользователю техники, позволяет значительно упростить как использование этой самой техники, так и ее обслуживание.

Третье — автономное движение. Здесь проделано уже довольно много работы, и определенные достижения в этой работе налицо. Но широкомасштабная интеграция автономного движения займет, на мой взгляд, чуть больше времени, чем может показаться. Ведь нужно обеспечить не только движение в автономном режиме как таковое, но и его безопасность — безопасность в гораздо большей степени, поскольку управлять транспортным средством будет автоматика.

Впрочем, я не сомневаюсь в успехе. Если сравнить автотранспорт и авиацию, то мы увидим, что в авиации более 90 % времени — это, по сути, автономное движение. Взлет, посадка, сам полет — практически все происходит в автономном режиме. Хотя при этом два пилота по-прежнему присутствуют в кабине, готовые в любой момент переключить управление на себя.

— Но в небе не настолько напряженный трафик...

— Совершенно верно. Окружающая обстановка в небе, если мы говорим о воздушном движении, гораздо проще, чем, например, на городских улицах. В небе только самолеты — и больше ничего. В небе



Ян Айхингер, генеральный директор
ООО "МАН Трак энд Бас Рус"

нет велосипедистов, пешеходов, мотоциклистов, автомобилей, грузовиков, автобусов. То есть обеспечить передвижение транспортного средства в небе в автономном режиме намного легче, чем на улице.

При этом нельзя забывать о психологическом факторе. В самолете я не вижу пилота, я знаю, что он есть в кабине, но я не вижу, чем он занят, и это не вызывает у меня опасений. Я не переживаю из-за этого, потому что так принято. Это стандарт, введенный много лет назад. Потому я всегда уверен в том, что все происходит правильно: специалист занят своей работой, он делает ее качественно, и меня не волнует, летим ли мы посредством ручного или автоматического управления.

В автобусе — наоборот, водитель всегда передо мной. Он практически постоянно в поле моего зрения, я вижу, что он делает. И я привык к этому, и мне, конечно же, будет не по себе, когда его место окажется пустым.

Или возьмем метро. Там тоже уже используется автономное движение. Но в метро поезда идут по одному пути, в одном направлении, четко по рельсам. Без перекрестков, без тех же самых пешеходов и пр.

Однако сколько сейчас автономных веток метро? Такие ветки есть в Париже, в Токио, еще в нескольких городах, но везде это отдельные ветки. Нигде нет полностью автономной подземки. И даже автоматизированные линии находятся под неусыпным контролем операторов. То есть на самом деле они не полностью автономные. За поездами следят, внимательно смотрят, что с ними происходит: как они движутся в тоннелях, как тормозят и разгоняются и т. д.

Да, этот надзор не постоянный, он производится главным образом на станциях, когда поезд останавливается, пассажиры входят в вагоны и выходят на перрон. А движение в тоннеле осуществляется преимущественно самостоятельно. Так что примерно из 20—30 минут, за которые поезд проходит от начала ветки до конца, за ним наблюдают 5—6 минут в самые ответственные периоды.

А когда следить за автобусом? Сколько времени следить за автобусом? Он движется не в тоннеле, он движется не один, он едет по улице, с ним в любой момент может произойти все что угодно.

Первая автоматизированная линия в парижском метро появилась чуть более 20 лет назад. Но даже по истечении такого длительного срока она находится под человеческим контролем. Это значит, что за два десятка лет ситуация не продвинулась вперед радикально: необходимо по-прежнему следить за поездами из центра управления, чтобы всегда быть готовыми в экстренном случае нажать кнопку "Стоп".

А теперь скажите мне, сколько таких кнопок нужно иметь в условиях мегаполиса, если мы го-

ворим об автономном автомобильном движении? Следить за каждым транспортным средством? И для каждого иметь аварийное выключение? Это просто физически невозможно.

Вот поэтому я абсолютно уверен: переход на автономное движение автотранспорта требует времени. Нужно очень хорошо подготовиться к автоматизации потоков, потому что мы не можем себе позволить создание специальных центров управления для каждого личного автомобиля, для каждого автобуса, для каждого грузовика. Или же — для каждой улицы, проспекта, переулка.

Несомненно, потребуются некая единая структура, которая будет осуществлять общий контроль и управление, но это будет, опять же, автоматизированная и именно единая структура, человеческое участие в работе которой будет сведено к минимуму. Иначе вся эта затея просто бессмысленна. Автономность только тогда принесет реальный экономический эффект, когда мы откажемся от всех индивидуальных полуавтоматических ассистирующих систем, когда мы полностью откажемся от водителя.

Если стандартный легковой автомобиль подорожает сейчас в два раза, кто его купит? Я? Вы? Нет, его не купит никто — ни я, ни вы, пока мы не убедимся в его преимуществах, пока мы не увидим, за что мы должны заплатить двойную стоимость. Цена автономности — действительно довольно дорогой технологии — это полный отказ от водителей и операторов, которые дистанционно следили бы за автобусами (в нашем случае).

Мы имеем дело с коммерческим транспортом. Наши клиенты — бизнесмены, и мы их прекрасно знаем. Это люди, которые очень вдумчиво и внимательно считают деньги. Они, как любой человек, конечно же, могут восхищаться красивыми идеями и гореть энтузиазмом, но они не заплатят за эти идеи ни цента, если окончательно и бесповоротно, на все сто процентов не удостоверятся в их прибыльности.

Все это — бизнес. В нем нет места эмоциям. Точный расчет и прогнозирование — вот от чего отталкиваются руководители и владельцы автобусных парков. Чем быстрее автономное движение докажет свою экономическую состоятельность, тем активнее оно будет внедряться.

— А если подойти к вопросу внедрения беспилотников с сугубо технологической точки зрения: не считаете ли вы, что оно возможно лишь в том случае, когда вообще все автотранспортные средства будут автономными? Что на одной дороге невозможно совместное движение автомобилей, управляемых человеком и автоматикой?

— Я не думаю, что автономное движение возможно только тогда, когда все автомобили на дороге автономны. Это совершенно не обязательное условие. Но абсолютно очевидно, что для беспилотников не-

обходима соответствующая инфраструктура на всем маршруте их следования, начиная от автопарка или гаража, откуда они выезжают и до самой последней точки на улице или загородной магистрали.

И первый шаг активного развития автономного движения — это как раз создание такой инфраструктуры. Его непременно нужно сделать. Было бы ошибкой думать, что для беспилотных транспортных средств в целом и коммерческого транспорта в частности специальная дорожная инфраструктура не нужна. Она жизненно необходима. И на ее создание потребуются время, приличное время. Поэтому сейчас мы не можем со всей определенностью сказать, что, допустим, к 2030 г. мир перейдет на автономное движение. Идти нужно поэтапно, постепенно внедряя технологию за технологией.

Второй важный аспект. Если мы говорим о тотальной автоматизации транспортных потоков и транспортных средств, то речь идет уже не о 1930-х гг., а о 1950—1960-х гг. Но и тогда — разве мы сможем запретить выезд на улицы старых автомобилей, управляемых людьми?

Более того, мне кажется, что в обозримой перспективе на стопроцентную автоматизацию транспорта мы не перейдем. Даже если нам удастся автоматизировать автомобили, автобусы и грузовики, что будет с мотоциклами? С пешеходами и домашними животными?

В Германии пешеходы переходят дорогу по "зебре". В России наверняка тоже. С точки зрения транспортной безопасности это чрезвычайно ответственное и опасное место. А еще есть светофоры, регулирующие движение. Перекрестки, дорожные знаки и разметка и т. д. Вы думаете, в существующем виде и количестве они смогут отвечать требованиям безопасности беспилотного движения?

Проблема заключается в том, что, когда речь заходит об автономности, мы всегда обсуждаем автопроизводителей — что они должны сделать для того, чтобы обеспечить беспилотное движение. Но существует и контекст дорожной инфраструктуры, организации дорожного пространства. Что должны сделать дорожные службы? Муниципальные власти? Может быть, нам потребуются больше светофоров и пешеходных переходов, наверняка придется увязать все подающиеся ими сигналы в единую систему, подчиненную четкому ритму. Может быть, нам будет нужно больше выделенных полос для двухколесного транспорта, потребуются специальные знаки и специальные системы, распознающие такие транспортные средства. И подобных вопросов — огромное число.

То есть нам сейчас надо окончательно разобраться с тем, что нужно городу, чтобы принять автономные транспортные средства. Когда мы ответим на эти вопросы, мы сделаем очередной шаг и получим очередное преимущество.

То есть автономность — это не только автомобили. Это еще колоссальное количество смежных нюансов. Поэтому, если отвечать на ваш вопрос кратко, — да, я верю, что автономные транспортные средства могут ездить по дорогам общего пользования в окружении управляемых людьми традиционных транспортных средств. Для автоматизации дорожного движения нам не нужно, чтобы все машины были автономными. Но нам необходима соответствующая инфраструктура.

— **Да, несомненно, в городе организовать беспилотное дорожное движение достаточно сложно. Но за городом, как кажется, ситуация значительно проще. Можно, например, выделить специальные дороги для автономных транспортных средств.**

— Современный автобан — по многим параметрам действительно довольно удобное место для движения автономных транспортных средств. Нет пересечений дорог на одном уровне (в Германии и большинстве стран Европейского союза на законодательном уровне запрещено пересечение дорог на одном уровне на скоростных автомагистралях, только через эстакады или многоуровневые развязки. — *Прим. ред.*), нет пешеходных переходов, движение осуществляется строго в одну сторону, три или четыре полосы, встречное направление жестко отграничено, людям запрещено находиться на обочинах и проезжей части и т. д. Поэтому вариативность непредвиденных ситуаций резко сокращается.

Для беспилотного грузового автотранспорта это чуть ли не идеальная среда. Но для автобусов... Мы снова возвращаемся к тому, с чего я начинал: пассажиры ожидают увидеть в кабине водителя. Им нужен кто-то, кто будет отвечать за их поездку. Пусть это будет не водитель, пусть это будет стюард или, предположим, кондуктор — неважно кто, но это обязательно должен быть человек. Он непременно должен быть рядом. Таково их представление о комфорте в длительной поездке.

Безусловно, этот психологический фактор со временем поменяется, но пока ситуация именно такова. И ее надо учитывать.

Понимаете, большинству людей автономное дорожное движение представляется этаким красивой историей с блестящими беспилотными автомобилями, самостоятельно передвигающимися по дорогам. Такая картинка, конечно же, впечатляет и рождает ложное ощущение того, что эра автономного движения наступит очень скоро, ведь современные технологии позволяют его реализовать уже практически сейчас. Но когда мы начинаем анализировать все нюансы, восторженность уступает место задумчивости. Слишком много факторов, слишком много аспектов. Слишком много задач, которые необходимо решить.

Автономность — это сложно. Это технологически сложно. Безопасность определяет приоритеты.

Необходимы дублирующие системы на случай отказа основных: для тормозов, для рулевого управления, для механизма открытия дверей, наконец, и т. д. Ведь если какая-нибудь из них выйдет из строя, рядом не будет человека, который сможет вмешаться в ситуацию и либо отладить ее, либо каким-либо иным способом решить возникшую проблему.

А когда у нас нет такого человека, мы должны быть полностью уверены в том, что все будет работать точно и без сбоев. Опять же, возвращаясь к авиации, если автопилот неисправен, в кабине всегда есть пилот, который, как я говорил, возьмет управление на себя.

Человек должен ощущать, что все под контролем, под его контролем, что ничего непредвиденного не произойдет. Даже сейчас, когда автомобили управляются людьми, мы имеем множество аварий, произошедших вследствие технической неисправности. И человек, управлявший автомобилем, даже он ничего не смог сделать, чтобы их предотвратить. А представьте, что будет, если человека нет? Сколько тогда техногенных аварий может случиться? Наша задача — уже сейчас предпринять все возможные действия, чтобы их избежать и сделать автономную технику максимально безопасной, еще более безопасной, чем техника, управляемая людьми. Так я вижу нашу ключевую задачу на сегодня. И здесь уже неважно, говорим ли мы о беспилотном движении по городу или по загородным магистралям.

— **Действительно, в отношении автономности еще довольно много вопросов. Но если обратиться к другой тенденции — электрификации: с ней ситуация, по вашему мнению, более определенная?**

— В направлении электробусов мы тоже движемся поступательно, шаг за шагом развивая свои технологии. Уже сейчас мы можем обеспечить пробег нашей техники до 270 км на одной зарядке в течение всего срока жизни батареи, учитывая отопление и кондиционирование салона в климатических условиях Центральной Европы.

На состоявшейся в прошлом году выставке Busworld Europe в Брюсселе мы показали полностью электрический 12-метровый автобус MAN Lion's City E в односекционной версии, вмещающий 35 посадочных мест. Мощность полностью электрического силового агрегата одинарного автобуса составляет от 160 до 270 кВт. В результате гарантированный запас хода Lion's City E составляет 200 км, а при благоприятных условиях, как я уже сказал, до 270 км.

Это уже не прототип, не опытная модель, а реально функционирующий образец, в чем могли убедиться все желающие: посетители Busworld имели возможность его испытать на открытой территории для тест-драйвов.

Наиболее примечательно то, что ввиду компактности электромотора у электробуса отсутствует мо-

торный отсек в задней левой части салона, а батареи размещены на крыше. Такая компоновка обеспечивает дополнительно четыре посадочных места. Для городского автобуса это важно.

MAN Lion's City E построен на новой модульной платформе MAN Lion's City, которая полностью отвечает требованиям электромобильности. Компоненты этой платформы уже хорошо знакомы нашим клиентам по дизельным машинам, они прекрасно себя зарекомендовали и активно эксплуатируются, поэтому пользователям будет несравнимо проще начать работать на новых автобусах с электроприводом. Я уверен, с MAN Lion's City E очень быстро найдут общий язык и водители, пересевшие с дизельных автобусов MAN, и механики автобусных парков.

— **А как обстоят дела в сегменте туристических электробусов?**

— Во всех видах электротранспорта используются абсолютно идентичные двигатели. Вот, например, ДВС для легкового автомобиля и ДВС для автобуса совершенно различны, а электродвигатели — точно такие же. Поэтому, переходя от городских электробусов к туристическим, мы сможем использовать те же агрегаты, что уже используем сейчас. Нам не надо создавать другие или вносить в конструкцию существующих каких-либо изменений, они полностью подходят.

Но имеются определенные ограничения. С одной стороны — это масса. Туристический автобус тяжелее, чем городской. К тому же он должен иметь достаточные просторные отсеки для багажа пассажиров. Поэтому мы не можем занимать багажное отделение батареями для увеличения пробега.

С другой стороны — собственно сам пробег. Сложно себе представить, чтобы туристический автобус проезжал в день те самые 200–270 км, на которые рассчитан наш городской электробус. Запас хода должен составлять минимум 400–450 км до первой остановки, необходимой пассажирам для отдыха, а электробусу — для подзарядки. Следовательно, нам нужно изыскать возможность для увеличения пробега, учитывая, что все компоненты современного туристического автобуса, которые на дизельном автобусе питались от ДВС — компрессор кондиционера, усилитель рулевого управления, системы комфорта и пр., в электробусе должны питаться электроэнергией батарей.

Вероятно, в связи с этим на некотором, скажем так, промежуточном этапе имеет смысл задуматься о других источниках получения энергии. В частности, у нас есть очень эффективный гибридный модуль MAN Efficient Hybrid, отлично работающий в паре с новым дизельным двигателем D15, мощностью от 280 до 360 л. с. Эта система обеспечивает снижение расхода топлива и вредных выбросов до 16 %.

А дополнительное оснащение MAN Efficient Hybrid функцией "Старт-стоп" позволяет сделать ожидание на светофоре и остановках максимально тихим.

Центральным элементом системы является связанный с коленчатым валом стартер-генератор — электрическая машина, преобразующая механическую энергию в электрическую. Энергия, полученная путем рекуперации, аккумулируется расположенным на крыше автобуса модулем UltraCap, который значительно легче и компактнее аккумуляторной батареи аналогичной емкости. Энергия, накопленная модулем UltraCap, обеспечивает питание бортовой сети независимо от силовой установки, что не только снижает нагрузку на дизельный двигатель, но и делает возможным его выключение, когда автобус стоит. Изменение принципа работы, связанного с коленчатым валом стартера, генератора позволяет в считанные мгновения снова запустить двигатель MAN D15 и обеспечить последующий разгон благодаря функции интенсивного ускорения.

Также я хотел бы особо отметить тот факт, что модуль MAN Efficient Hybrid и его накопитель энергии рассчитаны на целых 2,6 млн циклов остановки и пуска двигателя. Вы представляете, какой это ресурс?

— **Ресурс, что и говорить, колоссальный. Техника с таким ресурсом может долгие годы безотказно служить, принося своему владельцу прибыль и не отягощая дополнительными расходами. Но, возвращаясь к полной электрификации, — вариант топливных элементов для туристических автобусов вы рассматриваете?**

— Мы рассматриваем все варианты, и водородные топливные элементы в том числе. Но сколько сейчас в Европе водородных заправок? Несколько десятков, при этом они хаотично разбросаны по всему континенту.

В последнее время все чаще возникают идеи и предложения: объединить эти станции в единую сеть, упорядочить ее, создать так называемые водородные коридоры на всем протяжении основных европейских автомагистралей. Однако пока это только идеи, еще не подкрепленные реальными делами.

К тому же сама технология топливных элементов на данный момент — дорогая, очень дорогая. И дорогая она прежде всего из-за того, что не имеет достаточного распространения. Я не исключаю, и, скорее всего, так и будет: со временем она подешевеет, но на это нужно время. Много времени.

И потом, надо понимать, что отрасли автобусов или грузового транспорта самостоятельно развивать тему топливных элементов не могут. Им одним не по силам сформировать достаточный для снижения себестоимости технологии спрос. Необходимо, чтобы на рынок появлялось все больше и больше легковых электромобилей на топливных элементах, как раз и создающих массовость, увеличивающих потребность в водородных станциях.

И лишь после того, как топливные элементы получат распространение в легковом транспорте, — только после этого они перейдут в коммерческий транспорт. А пока технология топливных элементов примерно в два раза дороже технологии аккумуляторных батарей.

И никакое государственное субсидирование не способно поддержать эту технологию, потому что потребуются колоссальные инвестиции. В среднем дизельный или гибридный автобус стоит 250 тыс. евро, электрический на батареях — в два раза дороже, на топливных элементах — еще в два раза. То есть вы можете купить один электробус на топливных элементах или четыре стандартных автобуса. Считаете экономику?

Впрочем, это не повод ставить на данной технологии крест. Эффект масштаба, повторюсь, в любом случае сыграет свою роль и расставит все по своим местам. Ну а мы как производитель высококачественной техники, чутко следящий за развитием всех новых технологий, буквально держащий руку на пульсе технологического прогресса, будем неизменно предлагать своим клиентам самые передовые решения в транспортной сфере, обеспечивая прибыльность и высокую эффективность их бизнеса.

Интервью взял М. Калинин

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Н. В. Яшина*.

Сдано в набор 16.03.2020. Подписано в печать 22.04.2020. 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 солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru