

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство
"Инновационное машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Зам. 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.
В.А. Волчков,
"Autotransportnik.ru"
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 "Изд-во
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:

Конструкция

3 Кириллов А. Г., Ратников А. С., Пилацкая С. С. Выбор и проверка эффективности схемы струйного маслоснабжения сопряжения "цилиндр—поршень" для четырехтактного малоразмерного дизеля

7 Тарасик В. П. Физические свойства виброзащитной системы подвески автомобиля с релаксационным элементом. Часть 2

17 Вальехо Мальдонадо П. Р., Гусаров В. В., Чайнов Н. Д. Динамические расчеты поршневых двигателей со сложными кинематическими схемами. Часть 1

Исследования. Расчет

22 Денисов И. В., Смирнов А. А. Исследование надежности агрегатов трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina

28 Мещерякова В. Б., Николаева Н. С., Фенютина В. А. Инновационные методы проектирования узлов станков для высокоскоростной обработки автомобильных деталей

Практика

33 Тайсаев К. К. Актуальность определения коэффициента сохранности эффективности автомобиля в современных условиях эксплуатации

Безопасность

33 Крамаренко Б. А. Опыт зарубежных стран в принятии управленческих решений по ОБДД

36 Шеголева Н. В., Кочетков А. В., Задворнов В. В., Шашков И. Г., Чижиков И. А. Методика расчета риска причинения вреда при проектировании примыканий к автомобильной дороге. Часть 2

Пресс-тур

43 Выставки. Конференции. Презентации



Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/> Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru. Двухлетний импакт-фактор РИНЦ 2017 г. — 0,542. Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2017 г. по тематике "Транспорт" — 27; по тематике "Машиностроение" — 52.

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

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.

B.A. Volchkov,
«Autotransportnik.ru»

S.M. Gaidar,
dr. en. s., prof.

L.V. Grekhov,
dr. en. s., prof.

V.A. Zorin,
dr. en. s., prof.

M.Ju. Karelina,
dr. en. s., prof.

N.T. Katanaev,
dr. en. s., prof.

V.N. Kozlovsky,
dr. en. s., prof.

V.V. Komarov,
cand. tehn. s.

A.V. Kochetkov,
dr. en. s., prof.

V.A. Markov,
dr. en. s., prof.

L.B. Mirotin,
dr. en. s., prof.

A.N. Novikov,
dr. en. s., prof.

A.N. Rementsov,
dr. hab, phd in en. s.

O.N. Rumyantseva,
gen. dir. JSC "Publisher
"Innovative Engineering"

A.F. Sinelnikov,
cand. tehn. s., prof.

A.A. Solntsev,
dr. en. s., prof.

V.S. Ustymenko,
cand. tehn. s.

J.A. Faskhiyev,
dr. en. s., prof.

N.D. Chaynov,
dr. en. s., prof.

CONTENTS:

Design

3 Kirillov A. G., Ratnikov A. S., Pilackaja S. S. Choice and check of the cylinder—piston coupling oil jet supply circuit efficiency for a four-cycle low-sized diesel engine

7 Tarasik V. P. Physical properties of the anti-vibration system of a vehicle Suspension with a relaxation element. Part 2

17 Vallejo Maldonado P. R., Gusarov V. V., Chaynov N. D. Dynamic calculations of piston engines with complex kinematic designs. Part 1

Research. Calculation

22 Denisov I. V., Smirnov A. A. To the question about the study of the reliability of transmission units of the Lada Priora and Lada Kalina cars

28 Meshcheryakova V. B., Nikolaeva N. S., Fenuytina V. A. Innovative methods of machine units engineering for high-speed machining of automobile industry details

Practice

33 Taysaev K. K. Relevance of determination of vehicle efficiency preservation factor in modern operating conditions

Security

36 Kramarenko B. A. Experience of foreign countries in making management decisions on OBDD

39 Shchegoleva N. V., Kochetkov A. V., Zadvornov V. V., Shashkov I. G., Chizikov I. A. Method of calculation of risk of infliction of harm at design of adjunctions to the highway. Part 2

43 **Press tour**

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



Information on the site "Autotransportnik.ru" The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 621.43

А. Г. Кириллов, канд. техн. наук, **А. С. Ратников**, ассистент, ВлГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых, **С. С. Пилацкая**, МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: putintsev50@yandex.ru

ВЫБОР И ПРОВЕРКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СХЕМЫ СТРУЙНОГО МАСЛОСНАБЖЕНИЯ СОПРЯЖЕНИЯ "ЦИЛИНДР—ПОРШЕНЬ" ДЛЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО МАЛОРАЗМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ

Дано определение понятия и обоснована актуальность применения струйного маслоснабжения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) поршневых двигателей. Представлены сравнительные результаты расчетного и натурного моделирования процесса струйного маслоснабжения в универсальном быстроходном дизеле 1СН 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д). Показана эффективность модернизации шатуна этого дизеля, позволившая обеспечить более продолжительную и равномерно распределенную подачу масла на стенки цилиндра.

Ключевые слова: маслоснабжение, моделирование, цилиндропоршневая группа, масло моторное, струя, струеобразование, шатун, цилиндр.

Definition of the term and the urgency of application of piston engines cylinder and piston group oil jet supply is given and proved. Comparative results of settlement and natural modeling of process oil jet supply in a universal high-speed diesel engine 1СН 8,5/8,0 (TVZ-450D) are presented. Efficiency of serial connecting rod oil jet supply circuit allowed to provide more long and in regular intervals distributed giving of oil on cylinder walls is shown.

Keywords: oil jet supply, modeling, cylinder-piston group, motor oil, jet, jet formation, connecting rod, cylinder.

Введение

Струйное маслоснабжение является одним из способов принудительной подачи смазочного материала и используется как для снижения трения, так и для охлаждения поверхностей смазываемых деталей ЦПГ поршневых, в основном автомобильных, двигателей [1–3].

Анализ выполненных конструкций показывает, что изучением и применением этого достаточно простого и эффективного варианта снабжения смазочным материалом деталей ЦПГ занимаются преимущественно азиатские и европейские автопроизводители, такие как Mitsubishi Motor, Honda Motor, Suzuki Motor, Hyundai Heavy Industries, Peugeot group, Fiat, Daimler, Ford, Porsche и др. Динамика патентной активности в мире за последние годы по направлению международной патентной классификации (МПК) F01M 1/06 "Смазочные системы, характеризующиеся наличием ходов для смазочного материала в теле коленчатых валов или шатунов", в которую входят рассматриваемые схемы струйного маслоснабжения, указывает на растущий интерес к проблеме и актуальность поиска путей ее решения. Собственно проблема состоит в недостаточной изученности процессов формирова-

ния струи, траекторий ее истечения, отсутствии средств надежного прогнозирования зон омывания струей масла трущихся поверхностей в условиях действия сил инерции при поступательном и вращательном движении деталей в поле сил сопротивления газа в картерном пространстве двигателя.

В ранее опубликованной работе [4] была представлена информация об экспериментальных результатах оценки процессов струйного маслоснабжения серийного дизеля 1СН 8,5/8,0, показавшая недостаточность применяемой схемы струйного маслоснабжения стенок цилиндра по типу FIAT и целесообразность поиска альтернативной схемы струйной подачи масла на стенки цилиндра и поршня для обеспечения более рационального распределения смазочного материала по окружности сопряжения "цилиндр—поршень".

Цель и задачи исследования

Цель исследования состояла в выборе новой схемы струйного маслоснабжения для указанного выше дизеля и предварительной (до моторных испытаний) проверке эффективности ее применения по критерию обеспечения равномерности распределения смазочного материала по окружности сопряжения "цилиндр—поршень".

Для достижения поставленной цели к решению были намечены следующие задачи.

1. Подбор рационального количества и ориентации на шатуне масло-подающих отверстий.
2. Разработка конструкции опытного шатуна с новой схемой струйного маслоснабжения деталей ЦПГ с последующим изготовлением данной детали.
3. Экспериментальная сравнительная оценка характера распределения моторного масла по окружности цилиндра при использовании серийного и опытного вариантов шатуна.

Объекты исследования

В качестве объектов исследования выступали сравниваемые между собой конструкции серийного и опытного шатунов для дизеля 1С 8,5/8,0, отличающиеся схемами (количеством и расположением на шатуне маслоподающих отверстий) струйного маслоснабжения деталей ЦПГ. Поскольку выбор конструкции опытного шатуна базировался на анализе результатов расчетного моделирования процесса струйного маслоснабжения, описание этих схем дано ниже в разделе "Результаты и обсуждение".

Средства и методики моделирования

Для расчетного моделирования процесса струйной подачи масла из соответствующих отверстий шатуна использовали специальную программу CRJet, позволяющую визуализировать зарождение, отсечку, а также траекторию вылетающей из отверстия струи масла в функции угла поворота коленчатого вала (ПКВ) с учетом влияющих на процесс струеобразования параметров режима работы, свойств моторного масла и определяющих особенностей конструкции двигателя [5].

Экспериментальное (натурное) моделирование указанного процесса осуществляли с помощью макетной установки на базе дизеля 1С 8,5/8,0, отличительная особенность которой заключалась в использовании автономного привода масляного насоса и оптически прозрачных деталей ЦПГ, позволяющих осуществлять прямую визуализацию струеобразования и маслоснабжения [6, 7].

Методика расчетного моделирования предусматривала имитацию работы системы струйного маслоснабжения ЦПГ дизеля на установившемся скоростном режиме дизеля в пределах от любой стартовой до максимально допустимой частоты вращения коленчатого вала.

В ходе натурного моделирования применяли как квазистационарный (отсутствие вращения либо медленное от руки проворачивание коленчатого вала при автономно работающем масляном насосе), так и динамический

режимы с одновременной синхронизацией в соотношении 2:1 по частоте вращения соответственно коленчатого вала и вала привода масляного насоса. Режим работы установки — прокрутка без сжатия, сгорания и охлаждения при использовании разжиженного дизельным топливом моторного масла с целью снижения вязкости последнего до уровня, соответствующего рабочим температурам в дизеле.

Результаты и обсуждение

Результаты расчетного моделирования показали, что основанная на известной конструкции FIAT (рис. 1, а) и используемая в дизеле 1С 8,5/8,0 схема струйной маслоподачи малоэффективна, поскольку статическая траектория струи масла не лежит в плоскости качания шатуна, через которую проходят основные, определяющие трение и изнашивание, силовые и тепловые потоки, проходящие через детали ЦПГ. С ростом частоты вращения коленчатого вала траектория струи искривляется и перестает омывать сопряжение "бобышка поршня—поршневой палец",

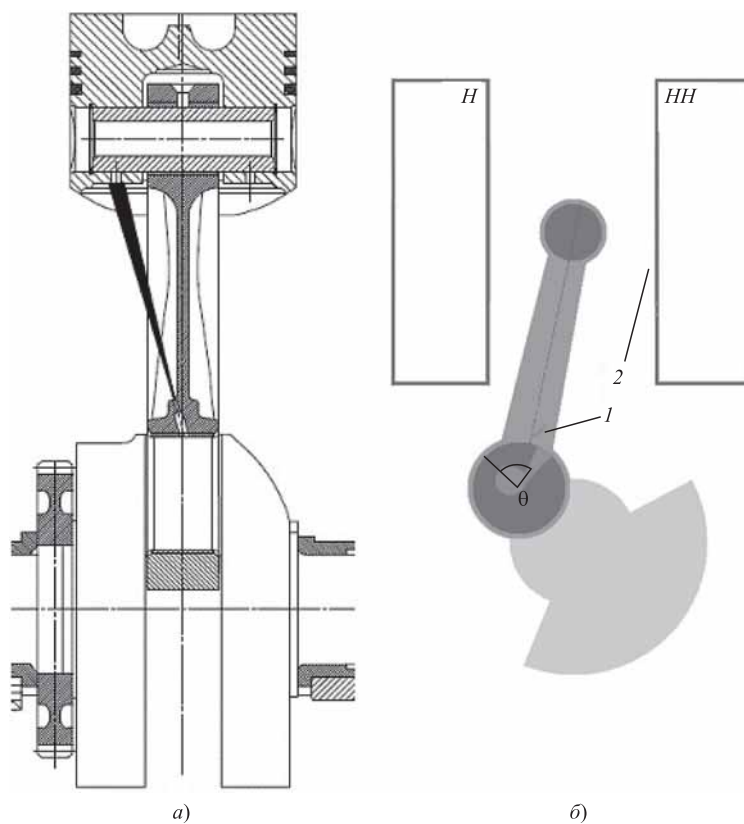


Рис. 1. Схема струйного маслоснабжения ЦПГ серийного дизеля 1С 8,5/8,0 по типу FIAT (а) и визуализация с помощью программы CRJet процесса струйной маслоподачи на номинальной частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} (б):

1 — порция масла, вылетающая из маслоподающего отверстия кривошипной головки шатуна; 2 — распределение масла на внутренней поверхности юбки поршня

КОНСТРУКЦИЯ

струя теряет сплошность, зона омывания переходит с бобышки поршня на внутреннюю поверхность его юбки, не охватывая при этом трущиеся поверхности цилиндра (рис. 1, б).

Описанная выше схема струйного маслоснабжения нуждалась в модернизации, в задачу которой входило усиление снабжения маслом трущихся поверхностей цилиндра с обеспечением распределения масла по окружности цилиндра, учитывающим характер нагружения последнего боковой силой поршня (рис. 2).

Как следует из рис. 2, на такте "Рабочий ход" — угол поворота коленчатого вала (ПКВ) φ от 360° до 540° — на стенку цилиндра действует максимальная по значению боковая сила поршня N , более чем в три раза превышающая максимальные значения этой силы на остальных тактах. Сторону цилиндра, воспринимающую максимальную боковую силу поршня, общепринято называют нагруженной, а противоположную ей сторону — ненагруженной.

У четырехтактных ДВС с правым (по часовой стрелке при взгляде на носок коленчатого вала) направлением вращения коленчатого вала нагруженная сторона стенки цилиндра в плоскости качания шатуна располагается слева, ненагруженная — справа. Многочисленными экспериментами доказано, что нагруженная сторона цилиндра (равно как и поршня) изнашивается и склонна к задиру в большей степени, чем ненагруженная сторона. Первое приводит к неравномерности износа стенки цилиндра в поперечном сечении, вызывая усиление прорыва газов через уплотнительный пояс поршневых колец, потерю компрессии и рост расхода масла на угар, что еще более повышает вероятность возникновения второго из названных явлений: задира.

Исходя из этого, рациональным логично принять такой характер маслоснабжения, при котором нагруженная сторона стенки цилиндра получает

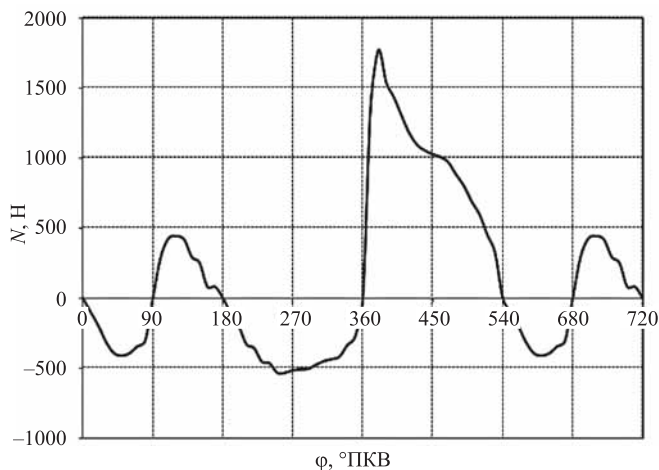


Рис. 2. Боковая сила поршня, действующая на стенку цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0 на номинальном режиме работы

большее количество смазочного материала, чем противолежащая ей ненагруженная сторона.

Задачу подбора рационального количества и ориентации маслоподающих отверстий на шатуне решали, исходя из стремления обеспечить подачу струй масла, согласованную с описанным выше характером нагружения стенки цилиндра боковой силой поршня. Для этого вместо одного маслоподающего отверстия на шатуне применили два, расположенные в плоскости качания шатуна и направленные на противолежащие стороны стенки цилиндра. Масло в эти отверстия поступало по центральному, выполненному в стержне шатуна, сверлению, соединяющему поршневую и кривошипную головки. Для обеспечения более длительной, чем в серийном шатуне, фазы существования струи масла, в верхнем шатунном вкладыше выполняли маслораспределительную канавку. Аналогичная канавка, но для обеспечения подвода масла к маслоподающему отверстию в поршневой головке шатуна была проточена во втулке, устанавливаемой в эту головку.

Рациональные координаты расположения точек выхода, углы наклона, а также диаметры мас-

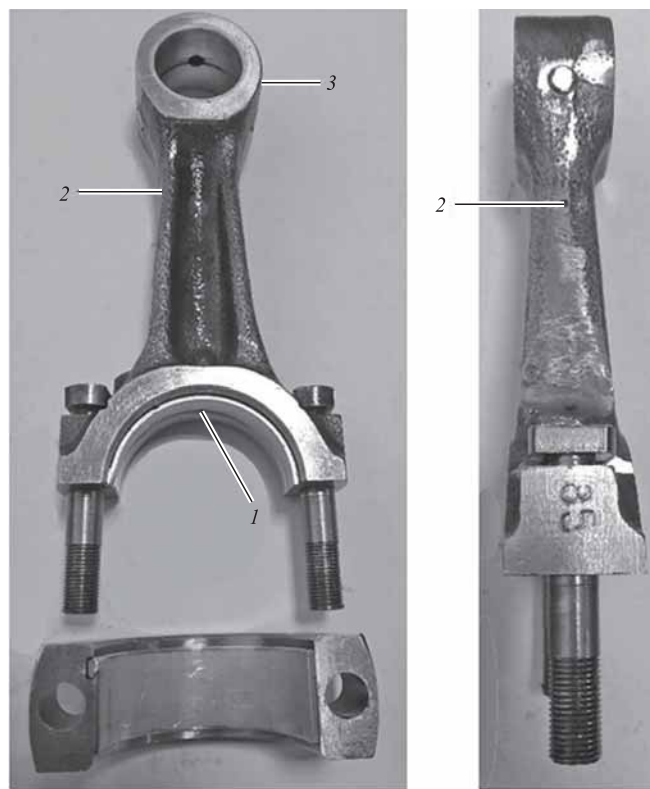


Рис. 3. Общий вид опытного шатуна с новой схемой струйного маслоснабжения деталей ЦПГ:

1 — центральное отверстие в стержне шатуна, соединяющее кривошипную и поршневую головки; 2 — точка выхода маслоподающего отверстия на стержне; 3 — точка выхода маслоподающего отверстия на поршневой головке

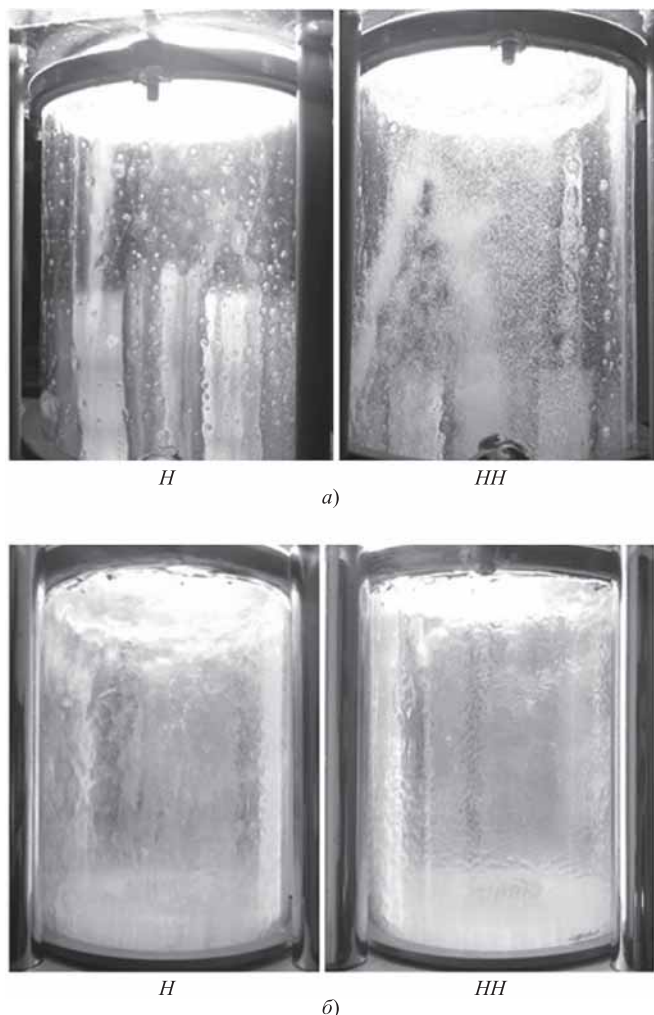


Рис. 4. Вид распределения моторного масла на внутренней поверхности стенки прозрачного цилиндра макетной установки в динамическом режиме (частота вращения коленчатого вала 500 мин^{-1} , давление масла $0,3 \text{ МПа}$) в ходе испытаний серийного (а) и опытного (б) шатунов: *H, HH* — соответственно нагруженная и ненагруженная стороны стенки цилиндра

лопадающих отверстий были определены после направленного перебора их значений в ходе математического моделирования процесса струйного маслоснабжения с помощью расчетной программы CRJet. Из результатов визуализации следовало, что выброс струй масла согласно предложенной схеме маслоснабжения происходит на участках хода поршня от НМТ к ВМТ, т. е. на тактах "Сжатие" и "Выпуск", при этом в отличие от серийного шатуна (см. рис. 1, б) каждая струя масла попадает на стенку цилиндра сохраняя свою сплошность.

После уточнения по результатам расчетного моделирования геометрических параметров схемы струйной маслоподдачи опытный шатун с двумя маслоподающими отверстиями и его отличитель-

ные сборочные единицы (втулка и верхний шатунный вкладыш с центральными маслораспределительными канавками) были изготовлены путем несложной металлообработки деталей — сборочных единиц шатуна серийного исполнения (рис. 3).

Изготовленный в металле опытный шатун при сравнительных испытаниях на макетной установке обнаружил по сравнению с серийным изделием более чем в 10 раз продолжительный период маслоподдачи (222° ПКВ вместо 22° ПКВ за рабочий цикл) и более равномерный характер маслоснабжения противоположных нагруженной и ненагруженной сторон стенки цилиндра при прочих равных условиях (рис. 4).

Заключение

Итоговое сопоставление и анализ вышеприведенных результатов дает основание признать опытную конструкцию шатуна с модернизированной схемой струйного маслоснабжения более удачной по сравнению с серийным изделием. Основанием для такого заключения служат следующие преимущества нового технического решения:

- более чем в 10 раз продолжительный период подачи струй масла во внутреннюю полость юбки поршня и цилиндра при сохранении сплошности струи;
- подача струй масла в наиболее нагруженные боковой силой поршня зоны внутренней поверхности цилиндра, лежащие в плоскости качания шатуна;
- обеспечение рационального в количественном отношении маслоснабжения, согласованного с характером нагружения боковой силой поршня противоположных сторон стенки цилиндра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Попык К. Г.** Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. Изд. 2-е перераб. и доп.: Учебник для вузов. — М.: Высшая школа, 1973. — 400 с.
2. **Хрулев А. Э.** Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. М.: Изд-во "За рулем", 2000. — 440 с.
3. **Поршневые кольца** для двигателей внутреннего сгорания // MS Motorservice International GmbH [Электронный ресурс]. URL: <https://mam.rheinmetall-automotive.com/mc/eraper?guid=14c0e687ec52f52c> (дата обращения 30.03.2019).
4. **Путинцев С. В., Агеев А. Г.** Экспериментальное исследование условий маслоснабжения цилиндра быстроходного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 10. — С. 45—49.
5. **Путинцев С. В., Бикташев А. Ф.** Расчетная программа CRJet для моделирования процесса струйного маслоснабжения цилиндропоршневой группы // Грузовик. — 2018. — № 8. — С. 3—6.
6. **Путинцев С. В., Бикташев А. Ф., Гуськов В. Ф.** Обоснование и проект макетной установки для исследования условий маслоснабжения цилиндра четырехтактного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Материалы XVIII Международ. научно-практ. конференции "Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств": Владимир, 24—25 ноября 2016 г. — С. 255—258.
7. **Бикташев А. Ф., Путинцев С. В.** Макетная установка для прямой визуализации и оценки маслоснабжения деталей ЦПГ малоразмерного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Проблемы и перспективы студенческой науки. — 2017. — № 1 (1). — С. 18—20.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtobru@gmail.com

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ С РЕЛАКСАЦИОННЫМ ЭЛЕМЕНТОМ. ЧАСТЬ 2

Изложены результаты исследований влияния релаксационного элемента на виброзащитные свойства подвески автомобиля. Получены амплитудно-частотные характеристики подвески в зависимости от расположения релаксационного элемента в колебательной системе, графики спектральных плотностей ускорений масс и распределения средних квадратических значений ускорений человека на сиденье по октавным полосам частот для двух характерных видов дорог — шоссе с асфальтовым покрытием удовлетворительного качества и шоссе с изношенным бетонным покрытием. Показаны возможности изменения характеристик подвески посредством релаксационного элемента.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, кузов, рессора, амортизатор, подрессоренная и неподдресоренная массы, сиденье водителя, релаксационный элемент, амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики, октавная полоса частоты, корреляционная функция микропрофиля дороги, спектральная плотность.

The paper presents the results of the investigation of influence of a relaxation element on anti-vibration properties of a vehicle suspension. Amplitude-frequency characteristics of the suspension depending on the arrangement of a relaxation element in an oscillating system, graphs of spectral density of mass acceleration and distribution of root-mean-square values of acceleration of a person in the driver's seat by octave bands for two distinct kinds of roads — a highway with asphalt pavement of satisfactory quality and a highway with worn-out concrete pavement — have been obtained. The possibilities of using the relaxation element have been presented.

Keywords: automotive vehicle, suspension, body, spring, absorber, sprung and unsprung masses, driver's seat, relaxation element, amplitude-frequency and phase-frequency characteristics, octave band, road microprofile correlation function, spectral density.

При определении критериев эффективности подвески автомобиля на основе спектрального метода необходимо располагать функциями спектральных плотностей ускорений подрессоренных масс. Эти функции связаны с функцией $G_q(v)$ амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ), для определения которых необходимо получить передаточные функции колебательной системы автомобиля. Рассмотрим кратко методику определения АЧХ.

Дифференциальные уравнения колебаний (2)—(4) линейные, к ним применимо преобразование Лапласа, посредством которого они превращаются в систему алгебраических уравнений, аргументом которых становится комплексная переменная $s = \alpha + jv$. Поскольку аргументом функции $G_q(v)$ является круговая частота v , то под воздействием неровностей дороги в колебательной системе установятся вынужденные незатухающие колебания с переменными амплитудами, но с частотой внешнего воздействия v . Поэтому для определения частотных характеристик этих

колебаний заменим комплексную переменную s ее мнимой составляющей jv .

В качестве примера приведем систему алгебраических уравнений для модели с релаксационным элементом в подвеске сиденья, описывающую ее частотные характеристики. На основе уравнений (4) получаем:

$$\left. \begin{aligned} & [(c_{ш} + c_p) - m_n v^2 + j(\mu_{ш} + \mu_p)v] Z_n(jv) - \\ & - [c_p + j\mu_p v] Z_{п}(jv) = [c_{ш} + j\mu_{ш} v] Q(jv); \\ & - [c_p + j\mu_p v] Z_n(jv) + \\ & + [(c_p + c_c) - m_n v^2 + j(\mu_p + \mu_{п.э})v] Z_{п}(jv) - \\ & - [c_c] Z_c(jv) - [j\mu_{п.э} v] Z_{п.э}(jv) = 0; \\ & - [c_c] Z_{п}(jv) + [(c_c + c_{п.э}) - m_c v^2] Z_c(jv) - \\ & - [c_{п.э}] Z_{п.э}(jv) = 0; \\ & - [j\mu_{п.э} v] Z_{п}(jv) - [c_{п.э}] Z_c(jv) + \\ & + [c_{п.э} - m_{п.э} v^2 + j\mu_{п.э} v] Z_{п.э}(jv) = 0, \end{aligned} \right\} (8)$$

КОНСТРУКЦИЯ

где $Z_H(j\nu)$, $Z_{\Pi}(j\nu)$, $Z_C(j\nu)$, $Z_{p.э}(j\nu)$ — частотные характеристики случайных функций $z_H(t)$, $z_{\Pi}(t)$, $z_C(t)$, $z_{p.э}(t)$ — ординат колебаний масс, изменяемых во времени t ; $Q(j\nu)$ — частотная характеристика функции ординат микропрофиля $q(t)$.

Уравнения (8) позволяют определить частотные характеристики колебательной системы и установить зависимости амплитуд, скоростей и ускорений масс от частоты воздействия ν . Частотная характеристика $W_{zi}^q(j\nu)$ колебаний массы m_i определяется отношением частотной характеристики ее перемещения $Z_i(j\nu)$ к частотной характеристике $Q(j\nu)$ воздействия $q(t)$:

$$W_{zi}^q(j\nu) = Z_i(j\nu)/Q(j\nu). \quad (9)$$

Непосредственное вычисление частотных характеристик колебаний масс системы выполняется на основе выражения:

$$W_{zi}^q(j\nu) = \Delta_{zi}(j\nu)/\Delta(j\nu), \quad (10)$$

где $\Delta(j\nu)$ — главный определитель системы уравнений (8); $\Delta_{zi}(j\nu)$ — определитель, у которого столбец коэффициентов при $Z_i(j\nu)$ заменен столбцом коэффициентов при $Q(j\nu)$.

Для вычисления главного определителя $\Delta(j\nu)$ используется матрица коэффициентов при частотных характеристиках колебаний масс системы $Z_H(j\nu)$, $Z_{\Pi}(j\nu)$, $Z_C(j\nu)$, $Z_{p.э}(j\nu)$ в системе уравнений (8). В рассматриваемом примере эта матрица имеет вид:

$$A = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Элементы a_{ik} матрицы A — комплексные числа. Выпишем в качестве примера выражения для вычисления элементов первой строки матрицы A :

$$a_{11} = (c_{\text{ш}} + c_p - m_H \nu^2) + j(\mu_{\text{ш}} + \mu_p)\nu;$$

$$a_{12} = -(c_p + j\mu_p\nu); \quad a_{13} = 0; \quad a_{14} = 0.$$

Составим матрицу $B_{z\Pi}$, предназначенную для вычисления определителя $\Delta_{z\Pi}(j\nu)$, соответствующего частотной характеристике колебаний подпрессоренной массы m_{Π} . Для этого в матрице A заменим столбец коэффициентов при $Z_{\Pi}(j\nu)$, т. е. второй столбец, вектор-столбцом B_q коэффициентов при внешних воздействиях $Q(j\nu)$:

$$B_q = (b_{q1}, b_{q2}, b_{q3}, b_{q4})^T. \quad (12)$$

В рассматриваемом примере $b_{q1} = c_{\text{ш}} + j\mu_{\text{ш}}\nu$; $b_{q2} = b_{q3} = b_{q4} = 0$, а матрица $B_{z\Pi}$ имеет вид:

$$B_{z\Pi} = \begin{vmatrix} a_{11} & b_{q1} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & b_{q2} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & b_{q3} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & b_{q4} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}. \quad (13)$$

Вычислив определители матриц A и $B_{z\Pi}$, искомого частотную характеристику $W_{z\Pi}^q(j\nu)$ определим из соотношения:

$$W_{z\Pi}^q(j\nu) = \Delta_{z\Pi}(j\nu)/\Delta(j\nu), \quad (14)$$

где $\Delta_{z\Pi}(j\nu)$ — определитель матрицы $B_{z\Pi}$; $\Delta(j\nu)$ — определитель матрицы A .

Частотную характеристику $W_{z\Pi}^q(j\nu)$ представим в виде:

$$W_{z\Pi}^q(j\nu) = U_{z\Pi}(\nu) + jV_{z\Pi}(\nu), \quad (15)$$

где $U_{z\Pi}(\nu)$ — вещественная часть частотной характеристики $W_{z\Pi}^q(j\nu)$; $V_{z\Pi}(\nu)$ — мнимая ее часть.

АЧХ колебаний любой массы динамической системы $A_{zi}^q(\nu)$ представляет собой модуль ее частотной характеристики $|W_{zi}^q(j\nu)|$, а ее значения определяются из выражения:

$$A_{zi}^q(\nu) = |W_{zi}^q(j\nu)| = \sqrt{U_{zi}^2(\nu) + V_{zi}^2(\nu)}. \quad (16)$$

АЧХ ускорений i -й массы динамической системы $A_{zi}^q(\nu)$ вычисляется из соотношения:

$$A_{zi}^q(\nu) = \nu^2 A_{zi}^q(\nu). \quad (17)$$

Для оценки вибрационных нагрузок в системе подвески определяются спектральные плотности ускорений ее масс и вычисляются средние квадратические значения ускорений (СКЗУ) подпрессоренных масс. Спектральную плотность ускорений масс виброзащитной системы определяют по формуле:

$$G_{zi}(\nu) = [A_{zi}^q(\nu)]^2 \nu^4 G_q(\nu), \quad (18)$$

где $A_{zi}^q(\nu)$ — АЧХ вертикальных перемещений i -й массы; $G_q(\nu)$ — спектральная плотность ординат микропрофиля дороги.

Оценку вибрационных нагрузок на человека осуществляют по СКЗУ в первых пяти октавных

полосах частот $\sigma_i, i = \overline{1, n}$ и по скорректированному по частоте СКЗУ σ_K , учитывающему чувствительность человека к вибрациям в различных октавах. Значение σ_i вычисляют по формуле:

$$\sigma_i = \sqrt{D_i} = \sqrt{\int_{v_{Hi}}^{v_{Ki}} G_{z_c}^q(v) dv}, \quad (19)$$

где D_i — дисперсия вертикальных ускорений человека на сиденье в i -й октавной полосе частот; $G_{z_c}^q$ — спектральная плотность ускорения на сиденье; v_{Hi}, v_{Ki} — начальная и конечная частоты i -й октавной полосы.

Корректированное по частоте СКЗУ:

$$\sigma_K = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (20)$$

где k_i — весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в i -й октавной полосе частот [11].

Результаты исследования

На рис. 2, *a–в* представлены графики АЧХ перемещения поддресоренных $A_{z_{пн}}^q(v)$ и неподдресоренных масс $A_{z_{нн}}^q(v)$ соответственно для обычной подвески (*a*) и подвесок с релаксационным элементом (*б*) и (*в*). Размерность частоты v на всех графиках здесь и далее выражена в Гц, а обозначение аргумента v сохранено.

Из сопоставления полученных характеристик видно, что применение РЭ в подвеске кузова (динамическая модель на рис. 1, *б*) существенно снижает $A_{z_{пн}}^q(v)$, но при этом значительно возрастает АЧХ перемещения неподдресоренной массы $A_{z_{нн}}^q(v)$ (см. рис. 2, *б*). Это означает, что могут возникать большие амплитуды колебаний нормальной реакции дороги, в результате ухудшится связь колес с дорогой и снизится устойчивость автомобиля против заноса. Графики АЧХ поддресоренных и неподдресоренных масс на рис. 2, *a, в* практически одинаковы. Следовательно, установка РЭ в подвеске сиденья не влияет на амплитуды перемещения этих масс.

АЧХ перемещения сиденья показаны на рис. 3, *a–в*. Расположение РЭ в подвеске сиденья сла-

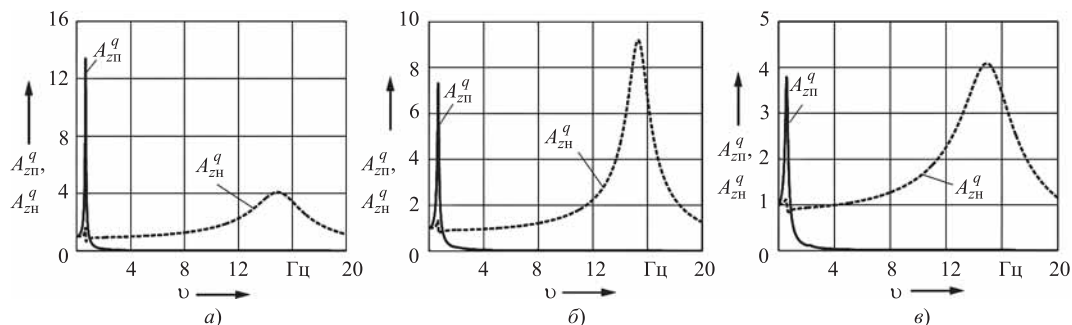


Рис. 2. АЧХ перемещения поддресоренной и неподдресоренной масс подвески:

a — без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

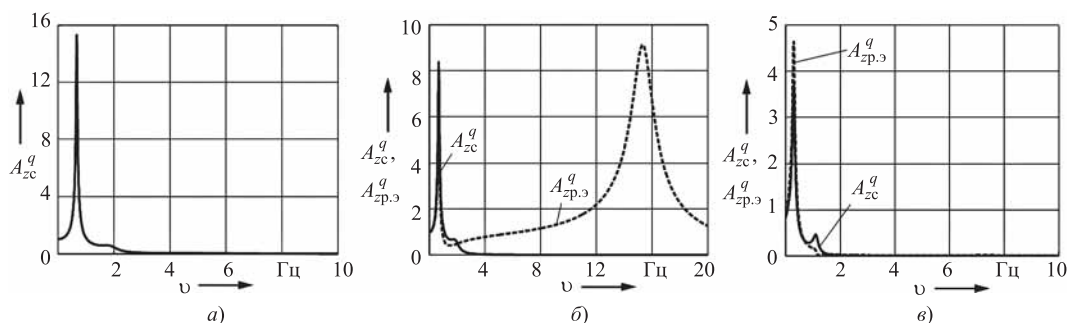


Рис. 3. АЧХ перемещения сиденья:

a — без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

бо влияет на величину $A_{zc}^q(\nu)$. Происходит лишь сдвиг ее экстремумов в сторону больших значений частоты. При установке же РЭ в подвеске кузова обеспечивается снижение пикового значения $A_{zc}^q(\nu)$ на низкой частоте (рис. 3, б).

На рис. 3, б и в изображены также АЧХ перемещения массы релаксационного элемента $A_{zp.э}^q(\nu)$. Их значения сопоставимы с АЧХ $A_{zc}^q(\nu)$. График $A_{zp.э}^q(\nu)$ на рис. 3, б имеет два пиковых значения — на низшей и высшей резонансных частотах, а на рис. 3, в — только на низшей частоте.

На рис. 4, а–в приведены графики АЧХ ускорения подрессоренной массы $A_{zn}^q(\nu)$, из которых следует, что при установке РЭ в подвеске кузова можно обеспечить снижение ускорения подрессоренной массы кузова. При этом пиковое значение $A_{zn}^q(\nu)$ на низшей частоте снижается, а на высшей — возрастает (рис. 4, б). Это положительно сказывается на плавности хода автомобиля и снижении вибрационных нагрузок на человека в области низких частот (до 4–6 Гц), наиболее неблагоприятных для человека [10]. Из рис. 5, б видно, что на двух низших резонансных частотах в подвеске с РЭ АЧХ ускорения на сиденье $A_{zc}^q(\nu)$ уменьшится в 2 и более раз.

Графики АЧХ ускорения сиденья показаны на рис. 5, а–в. При установке РЭ в подвеске сиде-

нья пиковые значения АЧХ ускорения $A_{zc}^q(\nu)$ на низших резонансных частотах смещаются в сторону более высоких частот (рис. 5, в). При этом возрастает АЧХ на второй резонансной частоте, но на низшей частоте ее значение не снижается.

На рис. 5, в штрихпунктирной линией изображена АЧХ ускорения массы релаксационного элемента $A_{zp.э}^q(\nu)$. Максимальные ее значения получаются на двух резонансных частотах — низшей и высшей. При частоте 15 Гц значение $A_{zp.э}^q(\nu)$ составляет 26 $1/c^2$. В варианте же с РЭ в подвеске кузова масса РЭ может иметь значительно большее ускорение. Так, при значениях параметров РЭ, использованных в рассматриваемых примерах, АЧХ ускорения $A_{zp.э}^q(\nu)$ массы РЭ на высшей резонансной частоте (15 Гц) достигает 85 000 $1/c^2$ (график $A_{zp.э}^q(\nu)$ на рис. 5, б не изображен). Ускорение неподдресоренной массы $A_{zn}^q(\nu)$ на этой же частоте в данном варианте подвески в 2 с лишним раза выше, чем в противопоставляемых вариантах (рис. 6, а–в).

Полученные результаты показывают, что применение РЭ в подвеске кузова позволяет снизить вибрационные нагрузки на подрессоренную массу и человека в области низких частот воздействия дороги. Установка же РЭ в подвеске сиденья неэффективна.

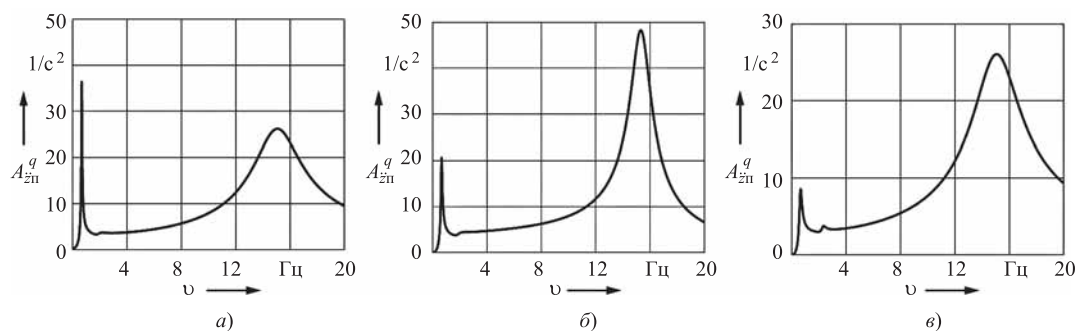


Рис. 4. АЧХ ускорения подрессоренной массы

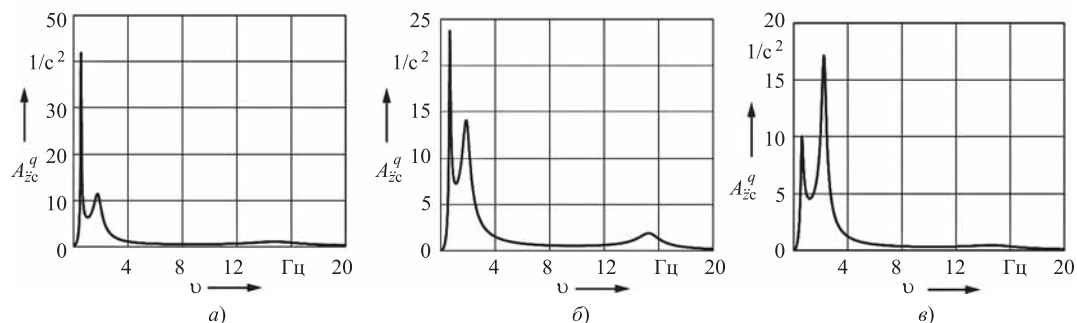


Рис. 5. АЧХ ускорения сиденья

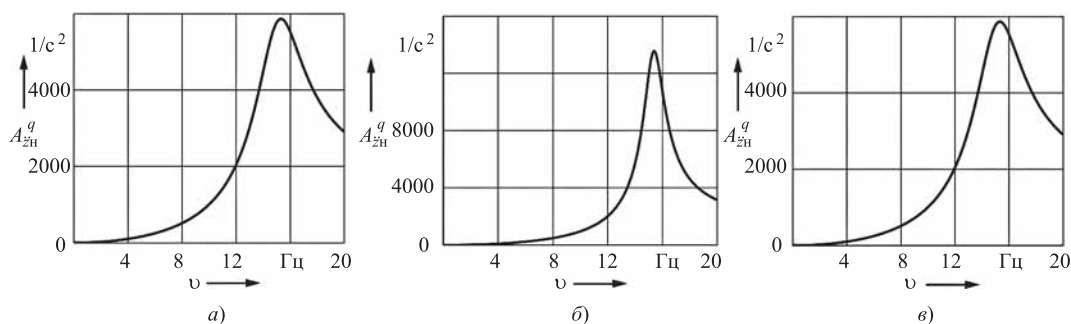


Рис. 6. АЧХ ускорения неподрессоренной массы

На рис. 7 приведены фазовые частотные характеристики (ФЧХ) колебания масс подвесок. Они представляют собой разности фаз (углов сдвига по фазе) графиков колебаний масс относительно графика изменения воздействия (ординат микропрофиля дороги) в зависимости от частоты ν .

Приняты следующие обозначения характеристик на рис. 7, *a–в*: сдвиг по фазе поддрессоренной массы ФЧХ_п; неподрессоренной массы ФЧХ_н; массы сиденья ФЧХ_с; массы релаксационного элемента ФЧХ_{р.э}. Низшая резонансная частота системы подвески в рассматриваемых вариантах находится в пределах 0,66...0,67 Гц, вторая резонансная частота 1,9...2,5 Гц, высшая — 15,0...15,3 Гц (в табл. 1 резонансные частоты приведены в рад/с). При прохождении области резонанса сдвиг по фазе резко изменяется на 180 град.

В области двух первых резонансных частот фазово-частотные характеристики сравниваемых вариантов подвески практически одинаковы, но различаются в области средних частот в диапазоне 4...15 Гц.

Сравним вначале ФЧХ первого и третьего вариантов подвески (см. рис. 7, *a* и *в*). Графики ФЧХ_н и ФЧХ_п этих вариантов практически одинаковы. Графики ФЧХ_с и ФЧХ_{р.э} при установке РЭ в подвеске сиденья по мере увеличения частоты

быстро сближаются между собой и с ФЧХ_п. Заметно различаются они лишь в небольшом интервале частот (3...6 Гц).

При расположении же РЭ в подвеске кузова ФЧХ всех масс значительно различаются (рис. 7, *б*). Угол сдвига фаз между ФЧХ_с и ФЧХ_н составляет примерно 60 град, причем ФЧХ_с опережает ФЧХ_н, а ФЧХ_п быстро приближается к графику ФЧХ_н. Отмеченные особенности протекания графиков ФЧХ_п и ФЧХ_с объясняют существенные изменения АЧХ ускорений поддрессоренной массы и сиденья при использовании релаксационного элемента в подвеске кузова, графики которых изображены на рис. 4, *б* и 5, *б*. Их значения снижаются, а экстремумы сдвигаются в сторону второго резонанса и средних значений частот. Величина сдвига зависит от выбора параметров релаксационного элемента $c_{p.э}$ и $\gamma_{p.э}$.

На рис. 8, 9 и 10 представлены графики спектральных плотностей ускорений соответственно поддрессоренной массы $G_{zп}(\nu)$, сиденья $G_{zс}(\nu)$ и неподрессоренной массы $G_{zн}(\nu)$ в зависимости от частоты воздействия микропрофиля дороги ν . Графики получены для движения по асфальтированному шоссе (сплошные линии) и по шоссе с изношенным бетонным покрытием (штриховые линии). Скорость движения автомобиля в первом

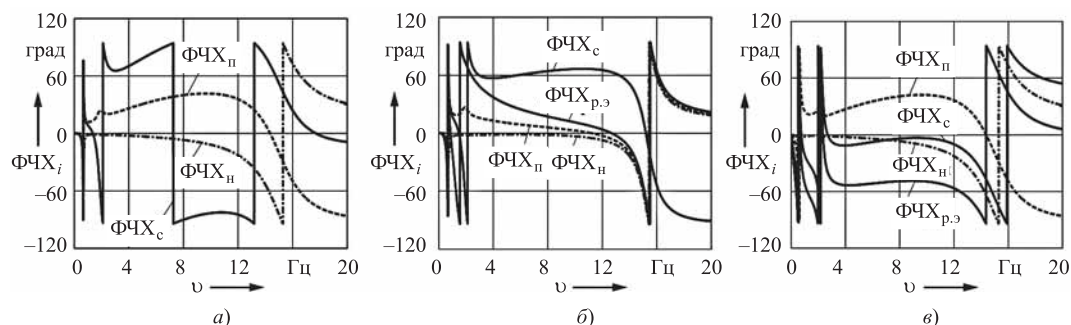


Рис. 7. ФЧХ колебания масс подвески

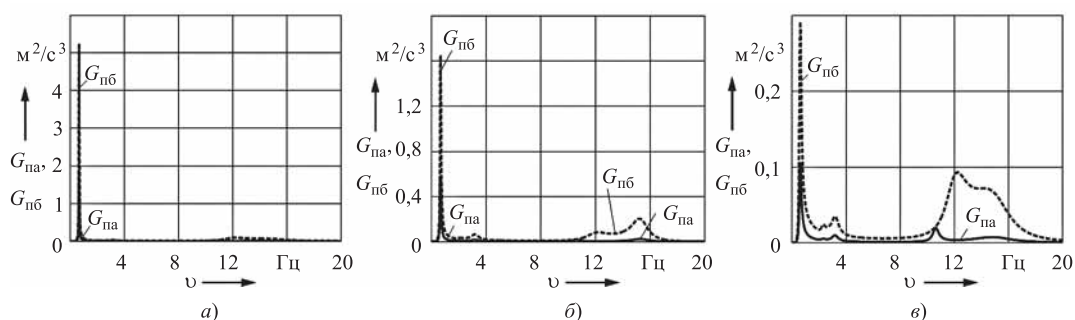


Рис. 8. Спектральная плотность ускорения подрессоренной массы подвески:

a — без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

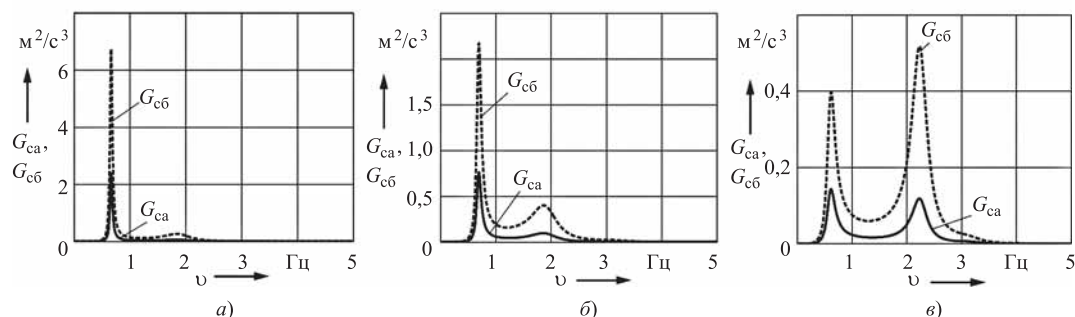


Рис. 9. Спектральная плотность ускорения сиденья:

a — подвеска без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

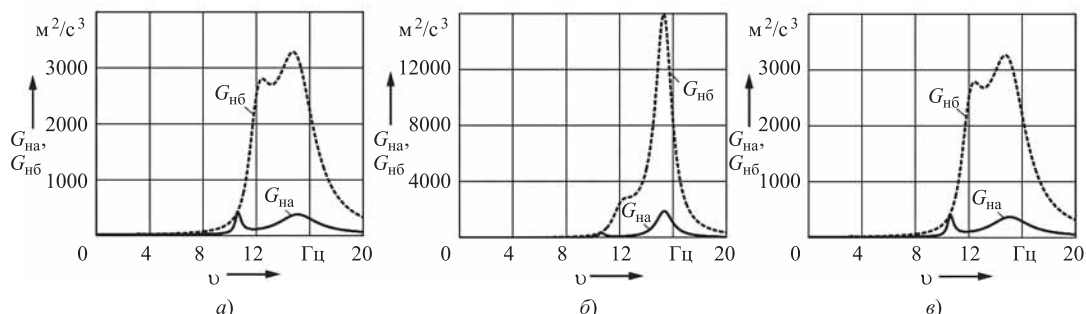


Рис. 10. Спектральная плотность ускорения непрорессоренной массы подвески:

a — без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

случае 120 км/ч, а во втором — 60 км/ч. Очевидно, что спектральные плотности ускорения на изношенном шоссе значительно выше, несмотря на более низкую скорость движения.

Спектральная плотность в областях вокруг резонансных частот резко возрастает, особенно на нижней резонансной частоте. Вместе с тем, как следует из полученных графиков, применение релаксационного элемента в подвеске кузова способствует снижению спектральной плотности на нижней частоте за счет смещения энергии воздействий на массы подвески в область более высоких

частот (см. рис. 8, б и 9, б). Спектральная плотность ускорения массы сиденья на высшей частоте (в исследуемых примерах 14–15 Гц) практически не зависит от расположения РЭ, так как энергия колебаний на этой частоте эффективно поглощается демпфирующими устройствами подвески.

Спектральная плотность ускорений непрорессоренной массы распределена в высокочастотном диапазоне при частотах 10–20 Гц (см. рис. 10, а–в). Ее значения также зависят от расположения РЭ. При расположении РЭ в подвеске сиденья он не влияет на $G_{\text{нб}}(\nu)$, а при установ-

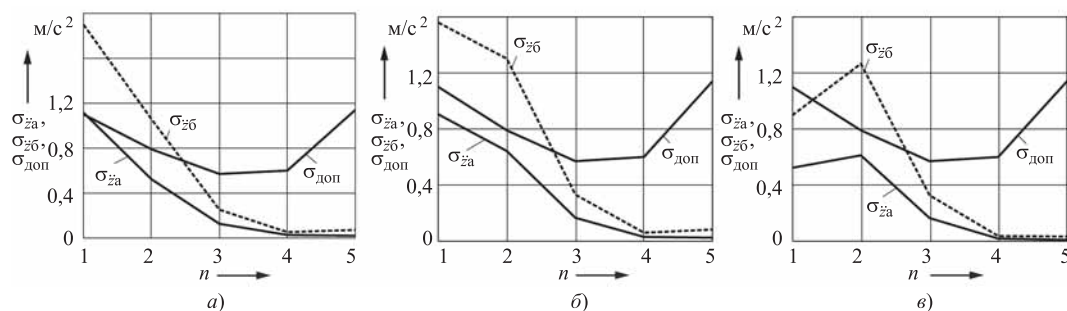


Рис. 11. Графики СКЗУ сиденья водителя в октавных полосах частот:
а — подвеска без РЭ; *б* — РЭ в подвеске кузова; *в* — РЭ в подвеске сиденья

ке в подвеске кузова значение $G_{\text{зн}}(\nu)$ существенно возрастает (см. рис. 10, б).

Для интегральной оценки виброзащитных свойств подвески используются следующие показатели: скорректированное по частоте СКЗУ σ_k на сиденье водителя и СКЗУ подрессоренной массы $\sigma_{\text{зп}}$ в низкочастотном диапазоне частот 0—20 Гц. Значения σ_k вычисляются по формуле (20), а $\sigma_{\text{зп}}$ — по формуле (19), принимая в ней значения $\nu_{\text{нi}} = 0$ и $\nu_{\text{вi}} = 0$ Гц. Значения $\nu_{\text{нi}}$ и $\nu_{\text{вi}}$ подставляются в рад/с.

Графики распределения средних квадратических значений ускорений (СКЗУ) колебаний сиденья водителя в первых пяти октавных полосах частот для рассматриваемых вариантов подвесок представлены на рис. 11, *а—в*. СКЗУ, соответствующие движению по асфальтированному шоссе, обозначены $\sigma_{\text{за}}$ и изображены сплошными линиями, а при движении по изношенному бетону $\sigma_{\text{зб}}$ — штриховыми линиями. Графики, обозначенные $\sigma_{\text{доп}}$, относятся к предельным СКЗУ для 8-часовой рабочей смены, согласно ГОСТ 12.1.012—90.

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить, что применение релаксационного элемента в подвеске автомобиля приводит к увеличению СКЗУ во второй и третьей октавных

полосах частот, что обусловлено смещением пиковых значений спектральной плотности ускорения сиденья в сторону увеличения частоты воздействия дороги (см. рис. 5, *а—в*). Третья октавная полоса соответствует интервалу частот 2,8...5,6 Гц, оказывающих наиболее неблагоприятное влияние на человека, что учитывается в формуле (20) коэффициентом чувствительности k_j . В третьей и четвертой октавах его значение наибольшее.

Полученные значения показателей приведены в табл. 2.

Предельно допускаемые их величины установлены в процессе испытаний автомобилей на динамометрических участках дорог автополигона НИЦИАМТ (г. Дмитров, РФ). Расчетные оценки не должны превышать их значений [11, 13].

Кроме изложенных выше спектральных методов исследований при оценке вибрационных нагрузок на элементы подвески использован также метод прямого интегрирования систем дифференциальных уравнений (2)—(4). Моделировалось движение по дороге со случайным микропрофилем. Ординаты неровностей опорной поверхности дороги формировались на основе корреляционной функции (7). При случайной характеристике микропрофиля каждый заезд происходит в отли-

Таблица 2

Показатель	Значение показателя		
	Модель на рис. 1, <i>а</i>	Модель на рис. 1, <i>б</i>	Модель на рис. 1, <i>в</i>
СКЗУ кузова:			
асфальтированное шоссе	1,1625	1,1013	1,1635
изношенное бетонное шоссе	2,4402	2,5280	2,4426
Корректированное СКЗУ сиденья:			
асфальтированное шоссе	1,0919	1,1155	1,5397
изношенное бетонное шоссе	2,0415	2,1350	2,9915

чающихся дорожных условиях, что требует соответствующей статистической обработки результатов испытаний. Для всех исследуемых вариантов подвески выполнялось по 10 заездов на двух видах дорог — асфальтированное шоссе в удовлетворительном состоянии и шоссе с изношенным бетонным покрытием, параметры характеристик которых приведены выше. Протяженность участка пути составляла 1 км. Движение осуществлялось со скоростью 60 км/ч. Определялись оценки математических ожиданий, дисперсий, средних квадратических значений ускорений (СКЗУ), максимальные ускорения масс подвески, получаемые в заездах. Вычислялись также средние квадратические значения (СКЗ) нормальной реакции дороги на колеса автомобиля.

В таблицах 3 и 4 приведены полученные результаты моделирования.

Сравним вначале значения СКЗУ и максимальных ускорений подрессоренной массы и сиденья водителя. Очевидно, что для исследуемых моделей они различаются незначительно. При установке релаксационного элемента в подвеске кузова (см. рис. 1, б), согласно данным табл. 3, $\sigma_{\dot{z}_n}$ снижается на 18 %; $\sigma_{\dot{z}_c}$ — на 15 %; a_n — на 9 %; a_c — на 16 %. Но при этом значительно возрастает СКЗУ неподдресоренной массы $\sigma_{\dot{z}_n}$ и ее ускорение a_n (на 59 % и 55 % соответственно). Как отмечалось выше, это снижает устойчивость против заноса автомобиля. На дороге с низким качеством покрытия (см. табл. 4) показатели еще ниже. Следовательно, эффективность этого варианта подвески невысокая.

При установке релаксационного элемента в подвеске сиденья (см. рис. 1, в), как следует из табл. 3 и 4, получаются еще более скромные результаты.

Оценивалась также величина поглощаемой энергии колебаний диссипативными элементами подвески. Изменения во времени энергии диссипативных потерь при выполнении подвески по динамической модели на рис. 1, а вычислялись на основе дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dW_{ш}}{dt} &= \mu_{ш}(v_q - v_n)^2; \\ \frac{dW_a}{dt} &= \mu_a(v_n - v_p)^2; \\ \frac{dW_c}{dt} &= \mu_c(v_p - v_c)^2, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

где $W_{ш}$, W_a , W_c — поглощаемая энергия колебаний шиной, амортизатором подвески и диссипативным элементом сиденья водителя; $\mu_{ш}$, μ_a , μ_c — коэффициенты демпфирования соответственно шины, амортизатора и сиденья; v_n , v_p , v_c — скорости масс — неподдресоренной, подрессоренной и сиденья; v_q — вертикальная составляющая скорости изменения высоты неровностей микропрофиля дороги.

Аналогичный вид имеют дифференциальные уравнения для вычисления поглощаемой энергии диссипативными элементами моделей, представленных на рис. 1, б и в.

Результаты моделирования представлены на рис. 12, а—в и в табл. 5.

Таблица 3

Средние квадратические значения ускорений (СКЗУ), нормальной реакции на колеса и максимальные ускорения масс подвески при движении по дороге с асфальтовым покрытием

Показатель	Значение показателя		
	Модель на рис. 1, а	Модель на рис. 1, б	Модель на рис. 1, в
СКЗУ, м/с ²			
неподдресоренной массы $\sigma_{\dot{z}_n}$	18,467	29,421	18,297
подресоренной массы $\sigma_{\dot{z}_n}$	0,409	0,335	0,397
сиденья $\sigma_{\dot{z}_c}$	0,517	0,437	0,434
релаксационного элемента $\sigma_{\dot{z}_{р.э}}$	—	28,094	0,423
СКЗ нормальной реакции дороги, кН	1,211	1,490	1,187
Максимальные ускорения, м/с ²			
неподдресоренной массы a_n	76,660	119,130	78,722
подресоренной массы a_n	1,299	1,181	1,225
сиденья a_c	1,515	1,273	1,345
релаксационного элемента $a_{р.э}$	—	115,400	1,292

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 4

Средние квадратические значения ускорений (СКЗУ), нормальной реакции на колеса и максимальные ускорения масс подвески при движении по дороге с изношенным бетонным покрытием

Показатель	Значение показателя		
	Модель на рис. 1, а	Модель на рис. 1, б	Модель на рис. 1, в
СКЗУ, м/с ²			
неподдрессоренной массы $\sigma_{\ddot{z}_H}$	63,298	96,592	65,678
поддрессоренной массы $\sigma_{\ddot{z}_П}$	0,696	0,699	0,655
сиденья $\sigma_{\ddot{z}_c}$	0,767	0,658	0,675
релаксационного элемента $\sigma_{\ddot{z}_{р.э}}$	—	92,131	0,697
СКЗ нормальной реакции дороги, кН	3,419	4,677	3,487
Максимальные ускорения, м/с ²			
неподдрессоренной массы a_H	266,980	360,380	278,620
поддрессоренной массы $a_П$	2,512	2,640	2,404
сиденья a_c	2,302	2,117	2,159
релаксационного элемента $a_{р.э}$	—	92,131	2,452

Таблица 5

Поглощение энергии колебаний масс подвески диссипативными элементами за время 60 с при движении со скоростью 60 км/ч на дороге с асфальтовым покрытием удовлетворительного качества (дорога А) и с изношенным бетонным покрытием (дорога В)

Показатель	Значение показателя		
	Модель на рис. 1, а	Модель на рис. 1, б	Модель на рис. 1, в
Поглощение энергии на дороге А, кДж			
шинами колес	0,718	1,632	0,705
амортизатором подвески кузова	2,415	—	2,354
релаксационным элементом	—	1,509	0,0118
суммарная энергия диссипации	3,144	3,152	3,070
Поглощение энергии на дороге В, кДж			
шинами колес	8,362	17,515	8,793
амортизатором подвески кузова	23,902	—	25,048
релаксационным элементом	—	11,750	0,034
суммарная энергия диссипации	32,282	26,147	33,875

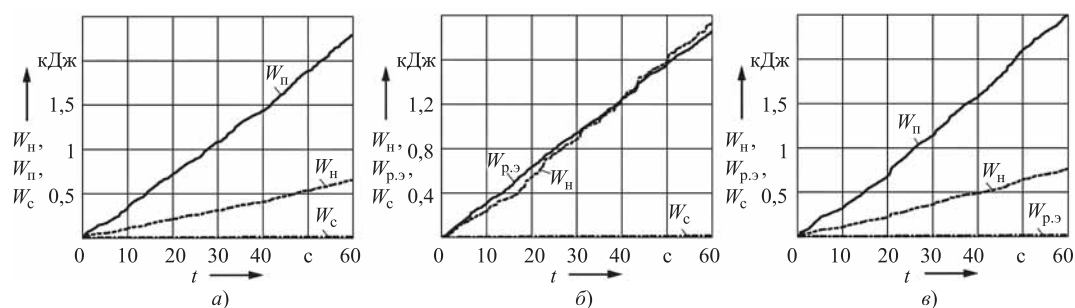


Рис. 12. Графики изменения во времени поглощаемой энергии диссипативными элементами исследованных подвесок

Выводы

Из табл. 5 следует, что установка релаксационного элемента в подвеске кузова приведет к значительному увеличению энергии диссипации шинами колес, особенно на дороге низкого качества, что сократит их ресурс. Поглощение энергии релаксационным элементом в подвеске сиденья W_r (рис. 12, в) весьма незначительно, что обуславливает низкую эффективность такого варианта подвески.

Согласно полученным результатам выполненных исследований, для рассмотренных вариантов подвесок с принятыми значениями их параметров релаксационный элемент не обеспечивает улучшения виброзащиты кузова, а при установке его в подвеске сиденья ухудшает корректированное СКЗУ, воздействующее на человека (см. табл. 2). Соотношение принятых параметров подвески в проведенных исследованиях характерно для легковых автомобилей, у которых низшая частота собственных колебаний ν_1 находится в пределах 0,7...1,3 Гц, а у грузовых автомобилей $\nu_1 = 1,2...1,8$ Гц. Релаксационный же элемент, снижая максимальные значения АЧХ и спектральных плотностей ускорений на этих частотах, смещает пиковые их значения в область частот третьей октавной полосы, в которой весовой коэффициент чувствительности человека к вибрациям самый высокий ($k = 1$). В результате это сопровождается возрастанием корректированного СКЗУ и увеличением уровня вибронегруженности человека.

Применение релаксационного элемента может оказаться эффективным для объектов с высокими значениями низших собственных частот.

Крупные тракторы и строительно-дорожные машины практически не имеют упругих элементов виброзащиты их корпусов. Собственные частоты колебаний корпусов этих машин в основном определяются упругими свойствами используемых шин низкого давления воздуха при значительных габаритных размерах. Низшая собственная частота у них находится в пределах 3...5 Гц, а иногда и выше. Согласно результатам испытаний колесных тракторов МТЗ при выполнении рабочих операций по обработке почвы, максимальные значения спектральной плотности ускорения на сиденье водителя обнаруживались именно в указанном диапазоне частот воздействия неровностей опорной поверхности. При этом спектральная плотность ускорения достигала величин 18...20 $\text{м}^2/\text{с}^3$ при частоте 4...5 Гц [8], что соответствует третьей октавной полосе (2,8...5,6 Гц). Если обеспечить сдвиг пиковых значений АЧХ ускорения сиденья в область частот 10...20 Гц (пятая октавная полоса, в которой коэффициент чувствительности человека к вибрациям $k = 0,5$, т. е. в два раза ниже, чем в третьей и четвертой полосах), можно существенно улучшить условия труда водителей этих машин.

1. На основе математического моделирования выполнены исследования физических свойств подвески автомобиля с релаксационным элементом. Определены оценки эффективности установки релаксационного элемента в подвеске кузова и в подвеске сиденья водителя.

2. Применение релаксационного элемента приводит к сдвигу графиков спектральной плотности поддресоренных масс кузова и сиденья в область более высоких частот и снижает пиковые ее значения на низшей резонансной частоте.

3. При установке релаксационного элемента в подвеске кузова возрастает значение АЧХ перемещения неподдресоренной массы, что ухудшает связь колес с дорогой и снижает устойчивость против заноса.

4. Релаксационный элемент подвески кузова автомобиля, несомненно, усложняет ее конструкцию. Применение его на транспортных автомобилях, предназначенных для использования на дорогах с твердым покрытием, нецелесообразно.

5. Применение релаксационного элемента может оказаться целесообразным в подвесках специальных автомобилей, предназначенных для эксплуатации во внедорожных условиях, а также на тракторах и строительно-дорожных машинах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Crosby M. J., Karnopp D. C. The Active Damper — a New Concept for Shock and Vibration Control // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June, 1973. — P. 46—73.
2. Karnopp D. C., Crosby M. J., Harwood R. A. Vibration control using semi-active force generators // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry. — 1974. — Vol. 96. — P. 619—626.
3. Фурунжиев Р. И. Исследование некоторых вопросов демпфирования колебаний автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. — Минск, 1965. — 17 с.
4. Extended ground-hook — new concept of semi-active control of truck's suspension / M. Valasek et al. // Vehicle system dynamics. — 1997. Vol. 27, No. 5—6. — P. 289—303.
5. Анализ принципов регулирования демпфирования "скайхук" и "граундхук" в подвеске автомобиля / К. В. Чернышев, И. М. Рябов, А. В. Поздеев, Т. В. Пылинская // Грузовик. — 2018. — № 10. — С. 3—6.
6. Дмитриев А. А., Чобиток В. А., Тельминов В. А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. — М.: Машиностроение, 1976. — 207 с.
7. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопrotивление материалов: учебн. пособ. — М.: Наука, 1986. — 560 с.
8. Амельченко Н. П., Ким В. А. Подвеска сиденья водителя колесного трактора. — Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2006. — 180 с.
9. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем. — Минск: Новое знание, 2016. — 592 с.
10. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
11. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
12. Яценко Н. Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1984. — 328 с.
13. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.

УДК 436.03.001

П. Р. Вальехо Мальдонадо, канд. техн. наук, доцент, Российский университет дружбы народов, e-mail: prvm@rambler.ru,

В. В. Гусаров, канд. техн. наук, профессор, Московский политехнический университет, e-mail: gusarov39@yandex.ru,

Н. Д. Чайнов, д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, e-mail: ndchainov@yandex.ru

ДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СЛОЖНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СХЕМАМИ. ЧАСТЬ 1

В статье рассматривается уравнивание 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы, позволяющие находить и анализировать силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и моменты этих сил, возникающие в двигателях VR-5 для любого заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

Ключевые слова: уравнивание, равномерное чередование вспышек, V-образный двигатель, угол развала цилиндров.

The article analyzes the balancing of a 5-cylinder four-stroke VR-type engine with a deaxial crank mechanism and a uniform alternation of flashes. Formulas allowing to find and analyze the inertial forces of the reciprocating moving masses and the moments of these forces arising in the VR-5 engines for any given value of the break-up angle of the cylinders, the ratio of the crank radius to the length of the connecting rod and the relative displacement of the axis of the cylinder are given. A method of balancing the moments from the inertia forces of the rotating and reciprocating moving masses is proposed.

Keywords: equilibration, uniform alternation of flashes, V-shaped engine, cylinder break-up angle.

(Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

Введение

В современном автомобилестроении в качестве силового агрегата в некоторых случаях применяют пятицилиндровые четырехтактные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с рабочим объемом 2,3...3,0 л. В этом случае оптимально применение конструктивной схемы типа VR-5, обладающей особо высокой компактностью: длина такого ДВС существенно меньше рядного, а при малом угле развала ($\gamma_{\text{ц}} = 8...20^\circ$), в отличие от V-образных, он может иметь одну головку на все цилиндры (рис. 1). Особенностью такого типа ДВС является не только несимметричность по числу цилиндров в левом и правом рядах, но и наличие значительного дезаксажа (размер e на рис. 1), необходимого для облегчения доступа к нижним головкам шатунов. Причем дезаксаж в правом и левом рядах разнонаправлен. Обыч-

но динамический анализ кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) автомобильных ДВС выполняют без учета дезаксажа вследствие его малости, однако в данном случае такой учет нужен, так как относительная величина дезаксажа в двигателях типа VR-5 на порядок превосходит значения, характерные для подобных автомобильных двигателей иных кинематических схем. Все это обуславливает повышенную сложность динамического анализа ДВС такого типа. Ниже представлены результаты динамического исследования двигателя типа VR-5.

Определение углов заклинивания кривошипов

Равномерное чередование рабочих ходов, необходимое для большей равномерности хода двигателя, достигается за счет соответствующих значений углов заклинки кривошипов коленчатого

вала. Известно, что по правилам комбинаторики общее число вариантов (N) разных порядков работы, обеспечивающих равномерное чередование рабочих ходов ДВС с нечетным числом цилиндров (i), равно $N = (i - 1)!$ [4]. Таким образом, для ДВС схемы VR-5 в принципе существует 24 варианта конструкции коленчатых валов (углов заклинки кривошипов), обеспечивающих равномерное чередование рабочих ходов при разных порядках работы двигателя. Как правило, в 5-цилиндровых ДВС назначают порядок работы цилиндров 1-2-4-5-3; так как при этом обеспечивается минимальное возмущение от действия неуравновешенных сил и моментов [5]. Именно такую конструкцию имеют, например, двигатели типа VR-5, которые устанавливают на автомобили Passat B5, Audi A4 концерна Volkswagen.

Цилиндры двигателя VR-5 указанных моделей автомобилей разведены под углом $\gamma_{ц} = 15^\circ$. Оси правых цилиндров (рис. 1) имеют положительный дезаксаж, а оси левых цилиндров смещены относительно оси коленчатого вала в отрицательном направлении.

Углы заклинки кривошипов, обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов, могут быть найдены для любого порядка работы при заданных значениях угла развала цилиндров и величин дезаксажа. Ниже приведены формулы для углов заклинки кривошипов ДВС типа VR-5, при которых обеспечивается равномерное ($720/i = 144^\circ$) чередование рабочих ходов. Они найдены для порядка работы 1-2-4-5-3 на примере двигателя Volkswagen.

Углы заклинки $\Delta\gamma$ между 2-4 и 5-3 кривошипами (рис. 2) в этом случае составляют 144° , так как они относятся к цилиндрам, расположенным по порядку работы, лежащим (попарно) в одном блоке и имеющим одинаправленный (попарно) дезаксаж. При определении углов заклинки между 1-2 и 4-5 кривошипами необходимо ввести поправочный угол $\gamma_{ш}$, учитывающий угол $\gamma_{ц}$ между осями следующих по порядку работы цилиндров и разнонаправленный дезаксаж. Эти углы определяются по формуле:

$$\Delta\gamma = \frac{720^\circ}{i} \pm \gamma_{ш},$$

где

$$\gamma_{ш} = \gamma_{ц} + 2|\varphi_{ВМТ}|, \quad (1)$$

$|\varphi_{ВМТ}| = \arcsin \frac{\lambda K}{(1 + \lambda)}$ — значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ; $K = e/R$ — относительный дезаксаж; R — радиус

кривошипа; e — абсолютная величина дезаксажа; $\lambda = R/L_{ш}$ — безразмерный кинематический параметр; $L_{ш}$ — длина шатуна.

Для двигателя VR-5 "Volkswagen": $\gamma_{ц} = 15^\circ$, $e = 12,5$ мм, $K = 0,278$ и $\lambda = 0,265$, найдено $\varphi_{ВМТ} = 3^\circ 20'$; $\gamma_{ш} = 21^\circ 40'$. Расчетная схема заклинки кривошипов коленчатого вала, обеспечивающая равномерное чередование рабочих ходов для рассмотренного случая, показана на рис. 2. Конструкция коленчатого вала показана на рис. 3.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) и моменты этих сил, действующие в двигателе VR-5 (рис. 4). Анализ удобно выполнять, заменяя указанные силы их проекциями на ортогональные координатные оси X и Y . Примем Y перпендикулярной оси коленчатого вала и совпадающей с направлением биссектрисы угла развала цилиндров; ось X — перпендикулярной плоскости таких биссектрис в точках, принадлежащих линии пересечения плоскостей осей цилиндров левого и правого ряда.

Силы инерции первого порядка P_{j1} , действующие по осям цилиндров, в функции угла поворота кривошипа дезаксиального КШМ с учетом рассматриваемого порядка работы ДВС и разнонаправленным дезаксажем в правом (1, 3, 5 цилиндры) и левом (2, 4 цилиндры) блоках определяются с помощью следующих зависимостей:

$$P_{j1(1)} = c_1 [\cos \varphi + \lambda K \sin \varphi];$$

$$P_{j1(2)} = c_1 \left[\begin{array}{l} \cos(\varphi + 216 - \theta) + \\ + \lambda(-K) \sin(\varphi + 216 - \theta) \end{array} \right];$$

$$P_{j1(3)} = c_1 [\cos(\varphi + 144) + \lambda K \sin(\varphi + 144)];$$

$$P_{j1(4)} = c_1 \left[\begin{array}{l} \cos(\varphi + 72 - \theta) + \\ + \lambda(-K) \sin(\varphi + 72 - \theta) \end{array} \right];$$

$$P_{j1(5)} = c_1 [\cos(\varphi + 288) + \lambda K \sin(\varphi + 288)],$$

где $c_1 = m_j R \omega^2$; m_j — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; θ — угол "сдвига положения ВМТ" в цилиндрах правого и левого блока $\theta = \gamma_{ш} - \gamma_{ц} = 2 \arcsin \frac{\lambda K}{(1 + \lambda)}$.

Проекция сил инерции первого порядка на ось Y :

$$P_{j1y(i)} = P_{j1(i)} \cos \frac{\gamma_{ц}}{2}.$$

Проекция тех же сил на ось X выражаются формулами, разными для левого и правого ряда цилиндров.

Для 1-го, 3-го и 5-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = P_{j1(i)} \sin \frac{\gamma_{\Pi}}{2},$$

для 2-го и 4-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = -P_{j1(i)} \sin \frac{\gamma_{\Pi}}{2}.$$

Складывая алгебраически проекции сил инерции первого порядка всех цилиндров сначала на ось Y , а затем на ось X , после некоторых тригонометрических преобразований получим выражения для результирующих сил:

$$\Sigma P_{j1y} = m_j R \omega^2 [A_{1y} \cos \varphi + B_{1y} \sin \varphi] \cos \frac{\gamma_{\Pi}}{2}; \quad (2)$$

$$\Sigma P_{j1x} = m_j R \omega^2 [A_{1x} \cos \varphi + B_{1x} \sin \varphi] \sin \frac{\gamma_{\Pi}}{2}, \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_{1y} &= A_1 - \lambda K B_1; & B_{1y} &= D_1 + \lambda K C_1; \\ A_{1x} &= C_1 - \lambda K D_1; & B_{1x} &= B_1 + \lambda K A_1; \\ A_1 &= 1 + \cos 2\psi_1 + \cos 4\psi_1 + \cos \psi_2 + \cos \psi_3; \\ B_1 &= \sin \psi_2 + \sin \psi_3 - \sin 2\psi_1 - \sin 4\psi_1; \\ C_1 &= 1 + \cos 2\psi_1 + \cos 4\psi_1 - \cos \psi_2 - \cos \psi_3; \\ D_1 &= -\sin \psi_2 - \sin \psi_3 - \sin 2\psi_1 - \sin 4\psi_1; \\ \psi_1 &= 72^\circ; \quad \psi_2 = 3\psi_1 - \theta; \quad \psi_3 = \psi_1 - \theta. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для параметров двигателя VR-5 при $\theta = 6^\circ 40'$ величины углов φ_{1y} и φ_{1x} , соответствующих экстремальным значениям ΣP_{j1y} и ΣP_{j1x} , имеют место при $\operatorname{tg} \varphi_{1y(x)} = B_{1y(x)} / A_{1y(x)}$:

$$\begin{aligned} \varphi_{1y} &= 129^\circ 20' \pm 180^\circ k \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \text{ и} \\ \varphi_{1x} &= 39^\circ 20' \pm 180^\circ k. \end{aligned}$$

При этом:

$$\begin{aligned} \left| \Sigma P_{j1y} \right|_{\max} &= 0,0187 m_j R \omega^2; \\ \left| \Sigma P_{j1x} \right|_{\max} &= 0,1618 m_j R \omega^2. \end{aligned}$$

Как видно из формул, значения результирующих проекций сил инерции ВПДМ 1-го порядка (особенно по вертикальной оси Y) относительно невелики.

Авторами также разработана программа динамического анализа двигателя типа VR-5, позволяющая при произвольно заданных значениях дезаксажа, углов развала цилиндров, весогабаритных данных КШМ находить значения всех инерционных сил и моментов через выбранные интервалы углов поворота кривошипа (1°) за период их действия путем

прямого суммирования их от отдельных цилиндров, строить графики (рис. 5, а) и годографы (рис. 5, б).

На рис. 5, а показаны данные расчетов проекций результирующих сил, применительно к двигателю VR-5.

Значение результирующей силы инерции ВПДМ 1-го порядка ΣP_{j1} может быть найдено по значениям проекций результирующих:

$$\Sigma P_{j1} = \sqrt{(\Sigma P_{j1x})^2 + (\Sigma P_{j1y})^2} \quad (5)$$

На рис. 5, б показан годограф результирующей силы инерции 1-го порядка ВПДМ ΣP_{j1} расчетного варианта двигателя.

Годограф свидетельствует, что сила инерции 1-го порядка за период меняет как величину, так и направление (рис. 5, б).

В рассматриваемом случае из-за небольших возмущений от действия результирующей ΣP_{j1} нецелесообразно уравнивать силы инерции 1-го порядка. При этом применение уравнивания результирующих сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков с помощью балансирных валов, вращающихся попарно в противоположных направлениях соответственно с угловыми скоростями ω (для уравнивания сил инерции ВПДМ 1-го порядка) и 2ω (то же для 2-го порядка), для ДВС рассматриваемого типа затруднительно, поскольку положения линий действия указанных результирующих сил меняется в течение периода. Для наглядности покажем это на простом примере определения положения линии результирующей сил инерции ВПДМ 2-го порядка от 2-го и 4-го цилиндров рассматриваемого двигателя. Оси этих цилиндров параллельны (см. рис. 1), фазовый сдвиг гармонически меняющихся сил инерции 2-го порядка с учетом порядка работы составляет 288° . Выражения для указанных сил инерции в этих цилиндрах имеют вид: $P_{j2(1)} = C \cos 2\varphi$, $P_{j2(2)} = C \cos 2(\varphi + 216^\circ - \theta)$, где C — некоторая постоянная. Здесь отсчет угла поворота кривошипа условно принят от положения ВМТ 2-го цилиндра. На рис. 6, а обозначены схема действия сил и положение равнодействующей $\Sigma P_{j2} = P_{j2(1)} + P_{j2(2)}$. Отношение отрезков $l_2/l_1 = P_{j2(2)} / P_{j2(1)} = \cos 2(216^\circ - \theta) - \sin 2(216^\circ - \theta) \operatorname{tg} 2\varphi$. Это показывает, что линия действия равнодействующей ΣP_{j2} меняет свое положение в течение периода в зависимости от угла поворота φ . Аналогичные результаты, свидетельствующие о переменном (за период) положении линии действия результирующих сил инерции ВПДМ, в рассматриваемом ДВС могут быть получены и при суммировании сил от всех пяти цилиндров.

Момент от сил инерции ВПДМ в общем случае следует определять относительно центра масс (ЦМ) силового агрегата (СА) — точки "ЦМ" на рис. 4. Показано [6], что если отношение круговых частот возмущения ω_B и собственных частот ω_c соответствуют обычно для автомобильных двигателей условию: $\omega_B/\omega_c \geq 2,5$ то силовой агрегат (включающий ДВС и часть трансмиссии, расположенные на общем подвесе) можно рассматривать, как тело свободное от связей, где неуравновешенные силы инерции вызывают моменты относительно центра масс силового агрегата [6]. Для определения моментов от сил инерции, часто берут точку, находящуюся в середине коленчатого вала, однако произвольный выбор точки, относительно которой определяется момент сил, возможен только для случая, когда результирующая этих сил равна нулю. Для рассматриваемого случая будем считать, что ЦМ располагается в вертикальной плоскости симметрии двигателя, проходящей через ось коленчатого вала (что соответствует реальным конструкциям подобных ДВС), а его положение следует задать размером $l_{ЦМ}$ — расстоянием от оси 4-го цилиндра в сторону маховика двигателя (см. рис. 4). Результирующий момент от сил инерции ВПДМ первого порядка, действующий в вертикальной плоскости оси Y , проходящей через ось коленчатого вала, определяется с помощью зависимостей:

$$\Sigma M_{1y} = (3a + l_{ЦМ})P_{j1y(1)} + (2a + l_{ЦМ})P_{j1y(2)} + (a + l_{ЦМ})P_{j1y(3)} + l_{ЦМ}P_{j1y(4)} - (a - l_{ЦМ})P_{j1y(5)},$$

момент от тех же сил, действующий в горизонтальной плоскости оси X ,

$$\Sigma M_{1x} = (3a + l_{ЦМ})P_{j1x(1)} + (2a + l_{ЦМ})P_{j1x(2)} + (a + l_{ЦМ})P_{j1x(3)} + l_{ЦМ}P_{j1x(4)} - (a - l_{ЦМ})P_{j1x(5)},$$

где a — расстояние по оси коленчатого вала между серединами соседних шатунных шеек.

Подставляя в эти уравнения выражения проекций $P_{j1y(i)}$ и $P_{j1x(i)}$ сил инерции первого порядка на оси Y и X , получим после некоторых тригонометрических преобразований

$$\Sigma M_{1y} = m_j R \omega^2 \left[(aA_{M_{1y}} + l_{ЦМ}A_{M_{1yy}}) \cos \varphi + (aB_{M_{1y}} + l_{ЦМ}B_{M_{1yy}}) \sin \varphi \right] \cos \frac{\gamma_{Ц}}{2}; \quad (6)$$

$$\Sigma M_{1x} = m_j R \omega^2 \left[(aA_{M_{1x}} + l_{ЦМ}A_{M_{1xx}}) \cos \varphi + (aB_{M_{1x}} + l_{ЦМ}B_{M_{1xx}}) \sin \varphi \right] \sin \frac{\gamma_{Ц}}{2}, \quad (7)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_{M_{1y}} &= 3 + A_{M_1} + B_{M_1} - \lambda K (C_{M_1} - D_{M_1}); \\ A_{M_{1yy}} &= 1 + G_{M_1} + H_{M_1} - \lambda K (E_{M_1} - F_{M_1}); \\ B_{M_{1y}} &= -C_{M_1} - D_{M_1} - \lambda K (A_{M_1} - B_{M_1} - 3); \\ B_{M_{1yy}} &= -E_{M_1} - F_{M_1} - \lambda K (G_{M_1} - H_{M_1} - 1); \\ A_{M_{1x}} &= 3 - A_{M_1} + B_{M_1} + \lambda K (C_{M_1} + D_{M_1}); \\ A_{M_{1xx}} &= 1 - G_{M_1} + H_{M_1} + \lambda K (E_{M_1} + F_{M_1}); \\ B_{M_{1x}} &= C_{M_1} - D_{M_1} + \lambda K (A_{M_1} + B_{M_1} + 3); \\ B_{M_{1xx}} &= E_{M_1} - F_{M_1} + \lambda K (G_{M_1} + H_{M_1} + 1); \\ A_{M_1} &= 2 \cos \psi_2; \quad B_{M_1} = \cos 2\psi_1 - \cos 4\psi_1; \\ C_{M_1} &= 2 \sin \psi_2; \quad D_{M_1} = \sin 2\psi_1 - \sin 4\psi_1; \\ E_{M_1} &= \sin \psi_2 + \sin \psi_3; \quad F_{M_1} = \sin 2\psi_1 + \sin 4\psi_1; \\ G_{M_1} &= \cos \psi_2 + \cos \psi_3; \quad H_{M_1} = \cos 2\psi_1 + \cos 4\psi_1; \\ \psi_1 &= 72^\circ; \quad \psi_2 = 3\psi_1 - \theta; \quad \theta = \gamma_{ш} - \gamma_{Ц}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для параметров двигателя VR-5 величины углов $\varphi_{M_{1y}}$ и $\varphi_{M_{1x}}$, соответствующих экстремальным значениям M_{1y} и M_{1x} , находятся из выражения

$$\varphi_{M_{1y(x)}} = \arctg \left[\frac{aB_{M_{1y(x)}} + l_{ЦМ}B_{M_{1yy(x)}}}{aA_{M_{1y(x)}} + l_{ЦМ}A_{M_{1yy(x)}}} \right] \text{ или углов:}$$

$$\varphi_{M_{1y}} = 138^\circ \pm 180^\circ k \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \text{ и } \varphi_{M_{1x}} = 149^\circ 23' \pm 180^\circ k.$$

По модулю эти экстремальные значения составляют:

$$|M_{1y}|_{\max} = m_j R \omega^2 (-0,4324a + 0,0183l_{ЦМ});$$

$$|M_{1x}|_{\max} = m_j R \omega^2 (-0,5786a - 0,05556l_{ЦМ}).$$

На рис. 7 приведены результаты прямого численного суммирования слагаемых выражений (6) и (7).

Фактическое значение результирующего момента от сил инерции ВПДМ 1-го порядка ΣM_{j1} может быть найдено по значениям проекций результирующей:

$$\Sigma M_{j1} = \sqrt{(\Sigma M_{j1x})^2 + (\Sigma M_{j1y})^2}. \quad (9)$$

На рис. 8 показан годограф результирующего момента от силы инерции ВПДМ 1-го порядка ΣM_{j1} расчетного варианта двигателя на режиме работы, соответствующем рис. 7.

Определение параметров балансирных валов, уравновешивающих момент от сил инерции ВПДМ 1-го порядка, возможен как аналитически, так и графическими методами. На рис. 9 приведена схема уравновешивания моментов сил инерции первого порядка двигателя VR-5.

Полное уравнивание каждого из моментов M_{1y} и M_{1x} достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала. Балансирные валы располагают обычно в плоскости, перпендикулярной соответствующей координатной оси — Y для M_{1y} и X для M_{1x} — и вращаются попарно в разные стороны с угловыми скоростями ω и $-\omega$.

В отличие от уравнивания сил инерции для уравнивания моментов не требуется специального подбора места расположения балансирных валов — достаточно лишь условия их параллельности оси коленчатого вала. Для наглядности представленные валы (рис. 9) расположим симметрично.

Противовесы, уравнивающие момент M_{1y} , одинаковой массы $m_{пр1y(\omega)}$ и $m_{пр1y(-\omega)}$ надо установить так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол 138° они находились в двух плоскостях, параллельных плоскости оси Y . Момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из этих валов, должен составлять по модулю половину максимального уравниваемого момента:

$$\begin{aligned} |M_{пр1y(\omega)}| &= |M_{пр1y(-\omega)}| = 0,5 |M_{1y}|_{\max} = \\ &= m_j R \omega^2 (-0,2162a + 0,00915l_{цм}). \end{aligned}$$

Противовесы на другой паре валов, одинаковой массы $m_{пр1x(\omega)}$ и $m_{пр1x(-\omega)}$, должны быть установлены так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол $149^\circ 23'$ они располагались в двух плоскостях, параллельных плоскости оси X . Противовесы, принадлежащие каждому из этих валов, должны создавать момент:

$$\begin{aligned} |M_{пр1x(\omega)}| &= |M_{пр1x(-\omega)}| = 0,5 |M_{1x}|_{\max} = \\ &= m_j R \omega^2 (-0,2893a - 0,02778l_{цм}). \end{aligned}$$

Количество уравнивающих валов и противовесов можно сократить вдвое. Используя плоско-параллельный перенос дополнительных валов, переместим все противовесы, вращающиеся в одинаковую сторону, с двух валов на один общий вал, и каждые два противовеса, оказавшихся на одном конце этого вала, заменим одним противовесом, эквивалентным им по уравнивающему действию (рис. 10).

Так, массы $m_{пр1(\omega)}$ и $m_{пр1(-\omega)}$ "объединенных" противовесов вала, вращающихся соответственно с угловой скоростью ω и $-\omega$, должны создавать момент, определяемый выражениями:

$$M_{пр1(\omega)} = \sqrt{\begin{aligned} &(M_{пр1y(\omega)})^2 + (M_{пр1x(\omega)})^2 - \\ &-2M_{пр1y(\omega)}M_{пр1x(\omega)} \times \\ &\times \cos(\varphi_{\Sigma M_{j1x(\min)}} - \varphi_{\Sigma M_{j1y(\max)}} - 90^\circ) \end{aligned}}, \quad (10)$$

$$M_{пр1(-\omega)} = \sqrt{\begin{aligned} &(M_{пр1y(-\omega)})^2 + (M_{пр1x(-\omega)})^2 - \\ &-2M_{пр1y(-\omega)}M_{пр1x(-\omega)} \times \\ &\times \cos(\varphi_{\Sigma M_{j1y(\min)}} - \varphi_{\Sigma M_{j1x(\max)}} - 90^\circ) \end{aligned}}. \quad (11)$$

При $\varphi = 0$ момент $M_{пр1(\omega)}$, как и его составляющие $M_{пр1x(\omega)}$ и $M_{пр1y(\omega)}$, действует в плоскости, отстоящей от оси Y против хода часовой стрелки на угол $91^\circ 10'$, от направления оси первого цилиндра — на угол $83^\circ 41'$, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол $80^\circ 20'$.

Момент $M_{пр1(-\omega)}$ при $\varphi = 0$ действует в плоскости, отстоящей от оси Y по ходу часовой стрелки на угол $19^\circ 51'$, от направления оси первого цилиндра — на угол $27^\circ 21'$, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол $30^\circ 41'$.

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его b_1 (см. рис. 9), найдем массы противовесов из равенств:

$$\begin{aligned} M_{пр1(\omega)} &= m_{пр1(\omega)} \rho_{пр1(\omega)} \omega^2 b_1; \\ M_{пр1(-\omega)} &= m_{пр1(-\omega)} \rho_{пр1(-\omega)} \omega^2 b_1, \end{aligned}$$

где $\rho_{пр1}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вальехо Мальдонадо П. Р., Руновский К. С., Чайнов Н. Д. Уравнивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. — 2015. — № 6. — С. 14–20.
2. Кинематический и динамический расчеты аксиального и дезаксиального кривошипно-шатунных механизмов рядного поршневого двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов. — М.: МГТУ "МАМИ", 2011. — 108 с.
3. Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, Н. Д. Чайнов. — М.: МГМУ "МАМИ", 2012. — 120 с.
4. Гусаров В. В. Уравнивание поршневых двигателей: учебное пособие. — М.: МГИУ, 2010. — 134 с.
5. Гусаров В. В., Газалиев С. В. Анализ уравниваемости двигателя типа VR-5 // Автомобильная промышленность. — 2012. — № 6. — С. 13–15.
6. Колебания силового агрегата автомобиля / Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В., Минкин Л. М. — М., Машиностроение, 1976. — 266 с.
7. Конструирование и расчет поршневых двигателей: Учебник для вузов / Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мяков; Под ред. Н. Д. Чайнова. — М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. — 536 с.
8. Сегаль В. Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1974. — 248 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и др.; под ред. В. Н. Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 2005. — 400 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.331

Денисов И. В., канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО "Владимирский государственный университет имени А. Г. и Н. Г. Столетовых", e-mail: denisoviv@mail.ru,

Смирнов А. А., магистр, И. П. Поляков О. М., г. Ковров, e-mail: AlexiFoX@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ LADA PRIORA И LADA KALINA

В настоящей статье представлены результаты сравнительного анализа надежности трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации. Выявлена номенклатура элементов, лимитирующих безотказность сцепления, коробки передач и приводных валов рассматриваемых транспортных машин. Математический анализ наработок на отказ позволил получить сведения о характеристиках случайных величин и построить гистограммы их распределения. К массовым дефектам следует отнести: нарушение герметичности сальниковых уплотнений, отказы датчика скорости, повышенный шум подшипниковых узлов и шестеренчатых пар коробки передач, а также выжимного подшипника сцепления. В эксплуатации следует учитывать полученные результаты при выполнении планового технического обслуживания и назначения ремонтных воздействий по агрегатам и узлам трансмиссии автомобилей.

Ключевые слова: автомобиль, Lada Kalina, Lada Priora, надежность, трансмиссия, сцепление, коробка передач.

This article presents the results of a comparative analysis of the reliability of the transmission of Lada Priora and Lada Kalina cars during the warranty period of operation. A nomenclature of elements limiting the reliability of the clutch, gearbox and drive shafts of the considered transport vehicles has been revealed. Mathematical analysis of failures allowed us to obtain information about the characteristics of random variables and to construct histograms of their distribution. Mass defects include: leakage of stuffing box seals, speed sensor failures, increased noise from bearing assemblies and gearbox gear pairs, and clutch release bearing. In operation, the obtained results should be taken into account when performing routine maintenance and assignment of repair effects on aggregates and transmission units of cars.

Keywords: car, Lada Kalina, Lada Priora, reliability, transmission, clutch, gearbox.

Введение

Надежность автомобильной техники является одним из самых важных эксплуатационных свойств (характеристик), которое учитывают потенциальные покупатели при выборе транспортной машины. Низкие значения показателей безотказности и долговечности вызывают увеличение простоев подвижного состава под техническими воздействиями с целью восстановления работоспособности, а также неполное использование ресурса автомобиля. При этом в эксплуатации частые отказы техники являются причинами повышенных эксплуатационных расходов и риска возникновения аварийных ситуаций в момент выполнения транспортной работы. Поэтому обеспечение надежности автотранспортных средств на всех этапах жизненного цикла является актуальной научной проблемой.

Настоящая работа знакомит читателя с результатами сравнительного анализа показателей надежности агрегатов трансмиссии автомобилей Lada моделей Priora и Kalina. Рассматриваемые автотранспортные средства (АТС) имеют привод на передние управляемые колеса и комплектуются идентичными по конструкции узлами и агрегатами трансмиссии [2, 25]. Вместе с тем условия работы агрегатов различаются ввиду того, что транспортные машины комплектуются силовыми установками различной мощности и величины развиваемого максимального крутящего момента.

Трансмиссия АТС предназначена для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам и изменения его величины и направления. В конструкции исследуемых автомобилей она представляет собой агрегат, в состав которого включены: сцепление, коробка передач, главная передача и дифференциал, а также приво-

дние валы с шарнирами равных угловых скоростей (ШРУС). В автомобилях применяется однодисковое сухое фрикционное сцепление с гасителем крутильных колебаний и тросовым механизмом привода. Коробка передач (КП) — механическая, двухвальная, пятиступенчатая с синхронизированными передачами переднего хода. Она включает в себя цилиндрическую главную передачу и конический симметричный дифференциал. Механизм управления агрегатом представляет собой рычаг, связанный со штоком выбора передач тягой привода. Передача крутящего момента к ведущим колесам осуществляется посредством приводных валов через ШРУСы.

Неисправности трансмиссии транспортных машин проявляют себя характерными признаками: повышенный шум, вибрация, подтекание эксплуатационных жидкостей и нарушение подвижности ее элементов. Отказы агрегатов трансмиссии могут вызвать непреднамеренное блокирование ведущих колес, что может стать причиной аварии. Таким образом, необходимо контролировать техническое состояние элементов рассматриваемой системы при проведении регламентных работ по АТС.

В ходе литературного обзора установлено, что исследованию эксплуатационной надежности трансмиссии автотранспортной техники посвящено множество научных работ. Так, К. И. Разговорным в статье [23] выполнено исследование причин отказов и неисправностей гидромеханических трансмиссий легковых автомобилей Volkswagen Touareg, Renault Scenic и Audi Q7. В работе [9] научным коллективом под руководством В. Н. Катаргина установлены основные отказы преселективных коробок передач типа DSG, устанавливаемых на автомобили марки Audi. Алтуховым А. Ю., Власовым П. М. и Остапенко А. А. выделены основные неисправности трансмиссии U250E [1] и MultiMode [22] автомобиля Toyota Camry.

При этом необходимо выделить работу [7], выполненную Заятровым А. В. под руководством Козловского В. Н., в которой рассматриваются аспекты эксплуатационной надежности автомобилей производства ОАО "АвтоВАЗ", и отмечается, что количество отказов системы трансмиссии изменяется в диапазоне от 104 до 178 на каждую тысячу АТС.

Заслуживают внимания исследования по изучению отказов и неисправностей трансмиссии коммерческих транспортных машин. Среди них можно выделить труды [10, 12, 14–17], Кузьмина Н. А., Кустикова А. Д. [18], Пачурина Г. В., проанализировавших надежность трансмиссий городских автобусов ПА3-32054, ПА3-4234,

ГАЗ-322132, а также грузовых автомобилей ГАЗ-3307, ГАЗ-3309. Отечественными учеными Корчажкиным М. Г., Марковым С. Г., Соловьевым С. С., исследована долговечность и безотказность автоматических трансмиссий легковых АТС [11] и городских автобусов ЛиАЗ-5256 [21].

Анализу эксплуатационной надежности трансмиссии автомобилей КАМАЗ посвящено большое количество публикаций. В [13, 20] Макушиным А. А., Хуснетдиновым Ш. С., Кулаковым А. Т., Коваленко С. Ю. проанализированы основные дефекты деталей и узлов сцепления, а также установлены характерные признаки и причины их образования. Учеными Ляндебургским В. В., Тарасовым А. И., Нефедовым М. В., Боровковым В. Н. в [19] изучены неисправности коробок передач. Оценка доремонтной наработки коробки передач автомобиля КАМАЗ-6540 выполнена [6] Егоровым А. В., Зубовой Е. В. и Вахрушевым В. В. В работе [24] Сулак В. О. и Апальковым А. Ф. проанализирована природа отказов и их доля для карданной передачи автомобиля КАМАЗ-5320. Ионовым В. В. установлены [8] основные причины аварийных отказов агрегатов трансмиссии в условиях северо-востока России, а также эмпирическим путем получены их основные вероятностные характеристики надежности.

Таким образом, представленный литературный обзор подтверждает актуальность решаемых задач по исследованию эксплуатационной надежности трансмиссии АТС.

Постановка задачи исследования

Для сравнительного анализа надежности агрегатов трансмиссии переднеприводных автомобилей Lada моделей Priora и Kalina требуется выявить массовые дефекты, встречаемые в эксплуатации, установить номенклатуру элементов, лимитирующих надежность, и рассчитать показатели безотказности с целью прогнозирования изменения технического состояния по наработке.

Результаты исследования и их обсуждение

Первичные сведения [5] о характерных неисправностях и отказах трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации получены авторами статьи путем проведения пассивного эксперимента на базе предприятий автомобильного сервиса Владимира в 2010–2013 гг.

На рис. 1 показана диаграмма распределения дефектов по агрегатам и узлам трансмиссии рассматриваемых АТС.

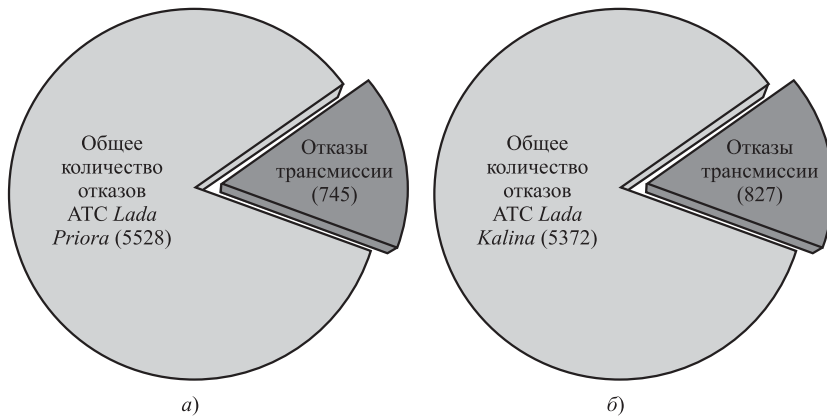


Рис. 1. Общее число дефектов трансмиссии автомобилей Lada Priora (а) и Lada Kalina (б)

Из рисунка видно, что отказы агрегатов трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina имеют долю 13,5 % и 15,4 % соответственно.

В таблице представлены массовые дефекты трансмиссии рассматриваемых автомобилей.

Детальный анализ табличных данных позволяет выявить общие дефекты, которые регистрировались инженерами по гарантии предприятий автомобильного сервиса в трансмиссии Lada Priora и Lada Kalina. Среди них можно выделить отказы датчика скорости, потерю герметичности сальниковых уплотнений, повышенный шум подшипниковых узлов и шестеренчатых пар коробки передач, выжимного подшипника сцепления. Обращает внимание несоответствие эксплуатационных характеристик корзины сцепления требованиям конструкторской документации, проявляющееся в заниженном ходе нажимного диска.

Одной из наиболее массовых неисправностей трансмиссии изучаемых автомобилей является потеря герметичности сальника механизма выбора передач. На рис. 2 и 3 показаны гистограммы распределения наработок до отказа данного элемента рассматриваемых автомобилей.

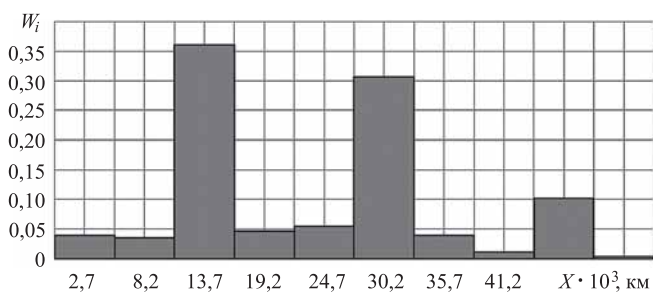


Рис. 2. Гистограмма распределения дефекта (течь масла через сальник механизма выбора передач) автомобилей Lada Priora

Несмотря на массовый характер дефектов сальника, его отказ не сопровождается потерей работоспособности агрегата в целом, поэтому выявляют и устраняют потерю герметичности рассматриваемого элемента при проведении регламентных работ по ТО, что и отражают представленные гистограммы.

Ранее в работе [3] авторами статьи был проведен анализ эксплуатационной надежности датчика скорости автомобиля Lada Kalina. Из таблицы видно, что на автомобилях Lada Priora отказы датчика скорости также носят массовый характер. На рис. 4, 5 показаны гистограммы распределения дефектов по наработке.

Ресурс фрикционных накладок ведомого диска сцепления автомобилей Lada Kalina подробно исследован в статье [4]. Следует отметить, что отказы подчиняются экспоненциальному закону, а средняя наработка до отказа составляет 14,8 тыс. км. Это свидетельствует о низком качестве изделия.

На рис. 6 и 7 показаны гистограммы распределения наработок до отказа сальниковых уплотнений первичного вала КП.

На рис. 6 и 7 показаны гистограммы распределения наработок до отказа сальниковых уплотнений первичного вала КП.

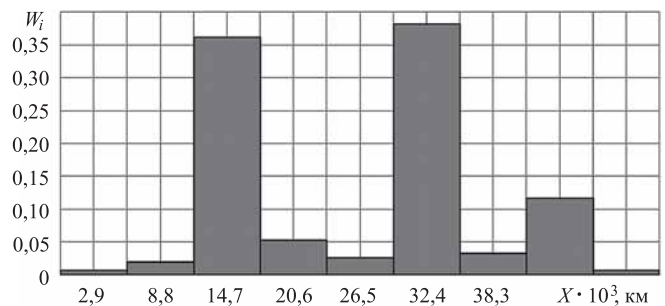


Рис. 3. Гистограмма распределения дефекта (течь масла через сальник механизма выбора передач) автомобилей Lada Kalina

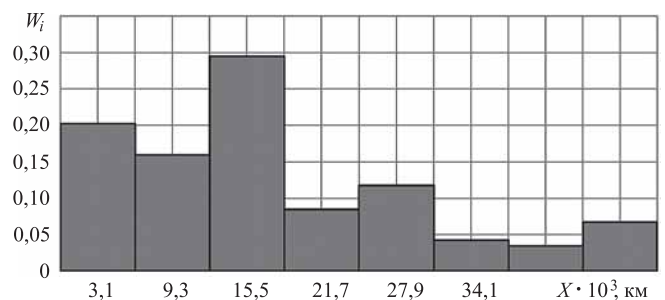


Рис. 4. Гистограмма распределения дефекта (дефект датчика скорости) автомобилей Lada Priora

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Массовые дефекты трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina

№ п/п	Lada Priora					Lada Kalina				
	Наименование дефекта	Количество	\bar{X} , тыс. км	v	σ	Наименование дефекта	Количество	\bar{X} , тыс. км	v	σ
1	Течь масла через сальник механизма выбора передач	255	23,7	0,47	11,1	Дефект датчика скорости	164	18,8	0,62	11,7
2	Дефект датчика скорости	119	17,6	0,71	12,5	Течь масла через сальник механизма выбора передач	155	25,6	0,42	10,7
3	Течь через сальник правой полуоси	69	23,0	0,51	11,8	Износ фрикционной накладки ведомого диска	116	14,8	0,79	11,6
4	Дефект чехла шарнира привода переключения передач	42	22,5	0,52	11,6	Течь в сальник первичного вала КП	88	17,2	0,70	11,9
5	Течь через сальник левой полуоси	36	21,4	0,51	10,9	Занижен ход нажимного диска	50	16,1	0,68	11,0
6	Течь в сальник первичного вала КП	32	23,3	0,45	10,6	Течь через сальник левой полуоси	39	19,2	0,54	10,4
7	Занижен ход нажимного диска	29	18,6	0,74	13,8	Течь через сальник правой полуоси	33	21,1	0,49	10,4
8	Шум на 5-й передаче	27	18,7	0,80	15,0	Шум на 5-й передаче	30	13,9	0,68	9,4
9	Шум подшипников первичного вала КП	21	12,7	0,90	11,4	Шум выжимного подшипника	28	18,4	0,58	10,7
10	Шум, стук левого привода передних колес	21	19,7	0,61	12,0	Шум на 3 передаче	25	20,8	0,69	14,3
11	Шум выжимного подшипника	18	21,6	0,65	14,0	Шум, стук левого привода передних колес	22	21,5	0,50	10,7
12	Шум на 3-й передаче	18	13,7	0,77	10,6	Шум подшипника первичного вала КП	12	18,2	0,75	13,6

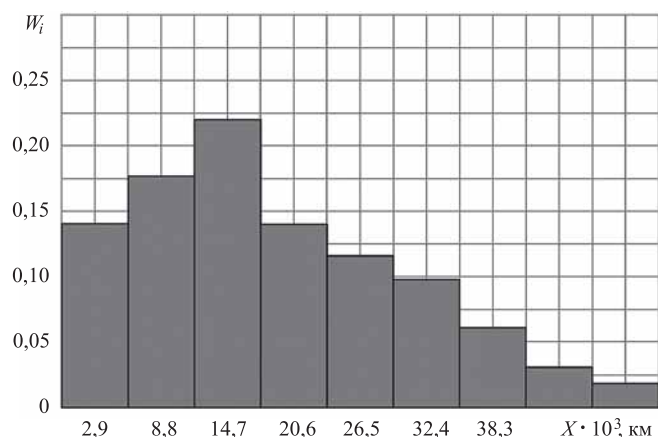


Рис. 5. Гистограмма распределения дефекта (дефект датчика скорости) автомобилей Lada Kalina

Автомобили, имеющие рекламации по сальникам первичного вала КПП, подвергались исследованию. В частности, проверялся уровень масла в картере, техническое состояние сапуна,

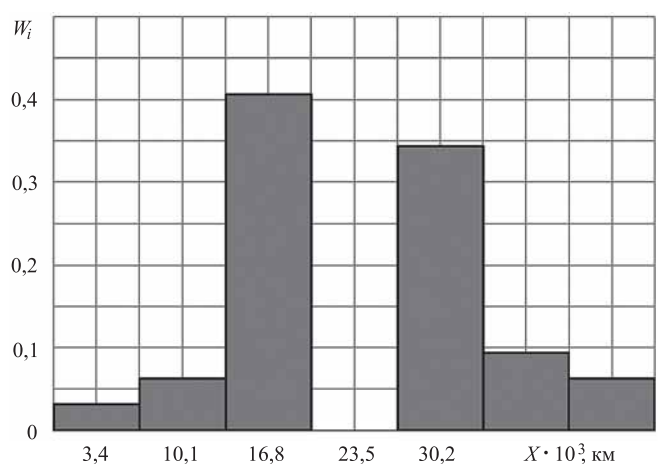


Рис. 6. Гистограмма распределения дефекта (течь в сальник первичного вала КПП) автомобилей Lada Priora

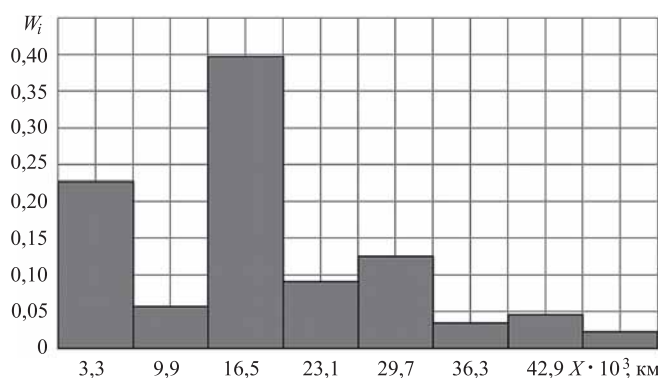


Рис. 7. Гистограмма распределения дефекта (течь в сальник первичного вала КПП) автомобилей Lada Kalina

наличие механических повреждений посадочного отверстия под уплотнитель в картере. Отсутствие перечисленных выше причин, способствующих потере герметичности КПП, свидетельствует о дефектах самого сальника.

Несвоевременная замена дефектных элементов способствует снижению уровня масла в картере КПП, что вызывает ускоренный износ зубчатых передач и увеличению эксплуатационных зазоров между шестернями и элементами подшипниковых узлов, сопровождающийся возникновением повышенного уровня шума. Посторонние шумы, обнаруженные при работе КПП, вызваны нарушением размерных цепей приводных валов и зазорами в подшипниках. Кроме этого, наблюдается возрастание нагрузок, прилагаемых водителем к рычагу управления агрегатом трансмиссии при выборе передачи, и снижается информативность механизма управления КПП.

Среди дефектов, отнесенных в группу "Прочие", для рассматриваемых автомобилей можно выделить следующие идентичные неисправности: разрыв чехлов шарнира привода и разрушение рычага переключения передач, коробление ведомого диска сцепления и нарушение его подвижности на шлицах, изломы наконечника троса привода сцепления и вилки, обрыв троса привода сцепления и тугое включение рычага КПП, шумы и посторонние стуки в ШРУСах приводных валов ведущих колес.

Вывод

Таким образом, исследования надежности трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации, проведенные авторами статьи, представляют научный и практический интерес. В частности, полученные результаты исследований позволяют сделать вывод о существующих проблемах в конструкции сцепления, КПП, ее механизма управления, а также приводных валов.

Для исключения в эксплуатации возникновения рассмотренных в настоящей статье дефектов необходимо на этапе производства автомобильных компонентов ужесточить требования к допускам размеров деталей и контролю параметров размерных цепей при сборке, а также качеству комплектующих, поступающих на сборочный конвейер.

На предприятиях автомобильного сервиса следует учитывать результаты, полученные в рамках настоящего исследования, при выполнении планового технического обслуживания и назначения ремонтных воздействий по агрегатам и узлам трансмиссии автомобилей Lada Priora и Lada Kalina.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Власов П. М., Алтухов А. Ю.** Основные неисправности трансмиссии U250E автомобиля Toyota Camry // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016): сб. стат. VIII межд. науч.-техн. конф. — Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2016. — С. 61—64. — ISBN 978-5-9908865-9-9.
2. **Горычев А. В., Титков А. В.** Lada Priora: Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту + каталог деталей — М.: Третий Рим, 2011. — 321 с. — ISBN: 978-5-91774-913-6.
3. **Денисов Ил. В., Смирнов А. А.** Исследование надежности датчика скорости автомобиля Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2017. — № 2. — С. 40—43.
4. **Денисов Ил. В., Смирнов А. А.** Исследование надежности фрикционной накладке ведомого диска сцепления автомобиля Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации // Грузовик. — 2016. — № 11. — С. 12—15.
5. **Денисов Ил. В., Смирнов А. А.** Надежность автомобилей в гарантийный период их эксплуатации // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 11. — С. 1—4.
6. **Егоров А. В., Зубова Е. В., Вахрушев В. В.** Оценка доремонтной наработки коробки передач автомобиля КамАЗ 6540 // АПК России. — 2015. — Т. 72. — № 2 — С. 46—52.
7. **Заятров А. В.** Комплексная оценка качества и надежности электрооборудования легкового автомобиля: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.09.03. — Самара, 2013. — 19 с.
8. **Ионов В. В.** Исследование эксплуатационной надежности агрегатов трансмиссии автомобилей КамАЗ // Вестник СВГУ. — 2013. — Вып. 20. — С. 82.
9. **Катаргин В. Н., Слюбарь М. В., Моисеенко М. В.** Классификация отказов преселективных трансмиссий автомобилей марки Audi // Политранспортные системы: мат. IX межд. науч.-техн. конф. — Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2017. — С. 407—410. — ISBN 978-5-93461-874-3.
10. **Корчажкин М. Г., Кузьмин А. Н., Пачурин Г. В.** Влияние подъемов на маршрутах движения городских автобусов на эксплуатационные показатели // Фундаментальные исследования. — 2015. — № 9-3. — С. 464—469.
11. **Корчажкин М. Г., Соловьев С. С.** Особенности эксплуатационной надежности автоматических трансмиссий автомобилей // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2013. — № 4 (101). — С. 66—72.
12. **Кузьмин Н. А., Кустиков А. Д.** Исследование долговечности работы агрегатов трансмиссий городских автобусов // Безопасность транспортных средств в эксплуатации: мат. 79-й межд. науч.-практ. конф. — Нижний Новгород: НГТУ, 2012. — С. 174—177. — ISBN 978-5-903526-04-8.
13. **Кулаков А. Т., Коваленко С. Ю., Хуснетдинов Ш. С.** Восстановление работоспособности сцеплений грузовых автомобилей усовершенствованным ремонтным комплектом // Вестник ОГУ. — 2013. — № 12. — С. 233—240.
14. **Кустиков А. Д., Кузьмин Н. А., Корчажкин М. Г.** Влияние наличия подъемов городских маршрутов на эксплуатационную надежность механических коробок передач автобусов // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2014. — № 4 (106). — С. 224—234.
15. **Кустиков А. Д.** Обоснование корректирования периодичности обслуживаний коробки передач автобусов для условий дорог с переменным продольным профилем: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.09.03. — Оренбург, 2012. — 16 с.
16. **Кустиков А. Д., Кузьмин Н. А., Корчажкин М. Г.** Проблемы надежности трансмиссий городских автобусов // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2013. — № 4(101). — С. 18—26.
17. **Кустиков А. Д., Кузьмин Н. А.** Стабилизация трансмиссионных масел коробки передач автобуса, работающего на городских маршрутах с уклонами // Вестник Оренбургского государственного университета. — 2015. — № 4 (179). — С. 81—86.
18. **Кустиков А. Д., Пачурин Г. В.** Этапы методологии анализа надежности работы городских автобусов на маршрутах с подъемами // Современные проблемы науки и образования. — 2014. — № 5. — С. 248—261.
19. **Анализ неисправностей коробок перемены передач автомобилей КамАЗ / В. В. Лянденбургский, А. И. Тарасов, М. В. Нефедов, В. Н. Боровков // Интернет-журнал "Науковедение". — 2014. — № 5 (24). — С. 153.**
20. **Макушин А. А., Хуснетдинов Ш. С.** Изнашивание и повреждение деталей маховика и механизма сцепления при эксплуатации // Механизация строительства. — 2014. — № 2 (836). — С. 29—31.
21. **Марков М. Д., Корчажкин М. Г.** Проблема эксплуатационной надежности автоматических трансмиссий городских автобусов // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: Проблемы и перспективы рационального использования. — 2014. — № 1. — С. 373—375.
22. **Остапенко А. А., Алтухов А. Ю.** Неисправности трансмиссии Multi Mode автомобилей Toyota // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016): сб. стат. VIII межд. науч.-техн. конф. Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2016. — С. 292—296. — ISBN 978-5-9908865-9-9.
23. **Разговоров К. И.** Исследование причин отказов и неисправностей гидромеханических трансмиссий легковых автомобилей // Новые материалы и технологии в машиностроении. — 2017. — № 25. — С. 95—99.
24. **Судак В. О., Апальков А. Ф.** Анализ надежности трансмиссии автомобилей КамАЗ // Теория. Практика. Инновации. — 2018. — № 12 (36). — С. 115—121.
25. **LADA KALINA VA3-11173, -11183, -11193 с двигателями 1,4i; 1,6i.** Устройство, обслуживание, диагностика, ремонт. Иллюстрированное руководство. — М.: ООО "Книжное издательство "За рулем", 2011. — 240 с. — ISBN 978-5-9698-0384-8.

УДК 621.9, 67.5; 316.422.44

В. Б. Мещерякова, канд. тех. наук, доцент, e-mail: cadmat@mail.ru,

Н. С. Николаева, старший преподаватель, e-mail: lepina_n@mail.ru, **В. А. Фенютина**, студент, МГТУ им. Н. Э. Баумана, e-mail: valerie.fenutina@gmail.com

ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ СТАНКОВ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ОБРАБОТКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ

В статье предложен принцип обеспечения деталей для автомобильной промышленности улучшенной точностью и более качественной обрабатываемой поверхностью за счет использования высокоскоростной обработки. Проанализированы и приведены требования ко всей системе высокоскоростной обработки.

Ключевые слова: машиностроение, механообработка, станки с числовым программным управлением, высокоскоростная обработка, экономическая эффективность, инновации.

The article proposes the principle of providing automobile industry details with improved accuracy and high-performance machining area by using high-speed machining. The requirements for high-speed processing system are analyzed and summarized.

Keywords: engineering technology, machining process, NC machine, high-speed machining, economic viability, innovations.

Станкостроение является одной из ведущих отраслей машиностроения. В области станкостроения во всем наиболее эффективным считается создание станков, предназначенных для высокоскоростной обработки (ВСО).

Высокоскоростная обработка (High Speed Machining или ВСО) позволяет повысить точность, эффективность, качество механообработки по сравнению со стандартной обработкой детали и является самым современным методом в станкостроении.

Скорость резания высокоскоростной обработки достигает 2000 м/мин.

Сравнительно с обычной обработкой проведение ВСО характеризуется малой глубиной (0,3—4 мм) и шириной (0,5—1 мм) резания при частоте вращения шпинделя до 40 000 мин⁻¹ и рабочей подаче до 20 м/мин, что способствует значительному увеличению производительности обработки (рис. 1).

Высокие результаты в сфере станкостроения при новых методах изготовления режущих инструментов позволяют эффективно применять ВСО обработку в различных отраслях. Например, в автомобильной промышленности.

Возможность проведения ВСО была открыта в 1931 году ученым Карлом Соломоном. Он предположил теорию о том, что при определенно

больших скоростях резания усилия, применяемые в процессе и действующие на инструмент, уменьшаются (рис. 2). Это обусловлено тем, что в зоне резания возникает достаточно высокая температура (до 600 °С), при которой обрабатываемый материал приобретает пластичность (рис. 3). Но так как скорость отрыва стружки достаточно высока, инструменту не хватает времени на то, чтобы нагреться (со стружкой отводится примерно 75 % тепла), и процесс резания становится легче.

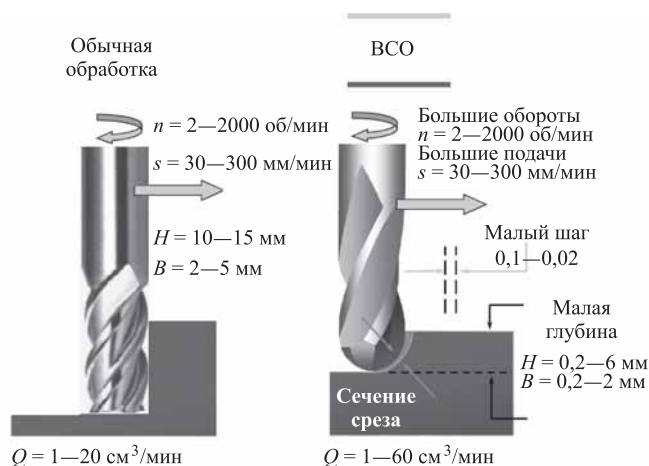


Рис. 1. Сравнение характеристик ВСО и обычной механообработки

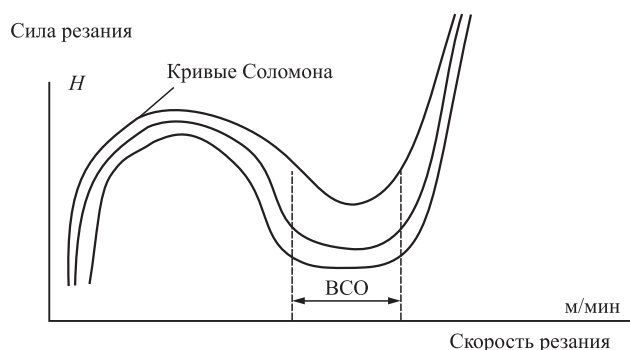


Рис. 2. График зависимости силы резания от скорости резания

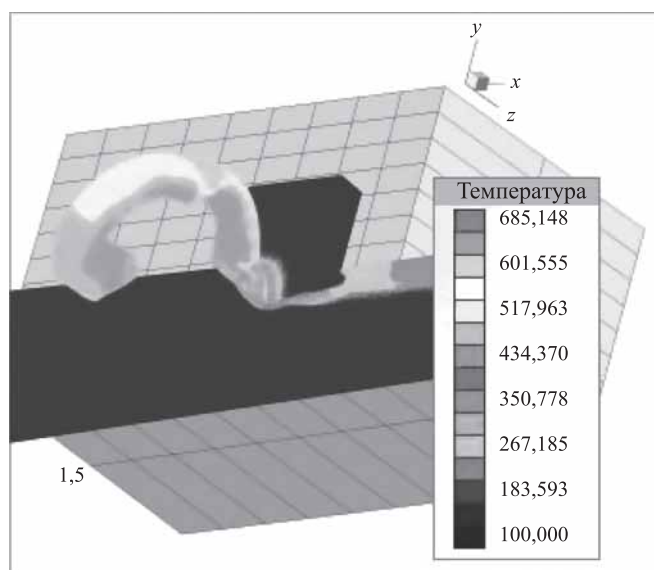


Рис. 3. На диаграмме показана температура в зоне резания

Однако исследования по реализации ВСО на производстве стали проводиться только сейчас. Чтобы реализовать высокоскоростную обработку на станках с числовым программным управлением, необходимо следовать требованиям, предъявляемым ко всем элементам технологической системы: системе ЧПУ, станку, режущему инструменту, технологической и инструментальной оснастке (рис. 4).

Ниже приводятся типовые требования к станкам для ВСО (рис. 5):

- скорость вращения шпинделя — до 4,0 тыс. мин⁻¹;
- мощность привода шпинделя — свыше 22 кВт;
- программируемая скорость подачи рабочих органов станка 40—60 м/мин;
- быстрый отвод рабочих органов станка со скоростью до 90 м/мин;

- ускорение/замедление при подаче рабочих органов свыше 1 м/с²;

- точность позиционирования 7—23 мкм;
- хорошая термостойкость, жесткость шпинделя, большой предварительный натяг и хорошее охлаждение подшипников шпинделя: обдув воздухом шпинделя или жидкостное охлаждение;
- жесткая рама станка с высокой способностью к поглощению вибраций.

К компоновке станка предъявляют следующие требования (рис. 6):

- предпочтительна порталная компоновка;
- необходима высокая жесткость конструкции;
- необходимо обеспечить термоконстантность конструкции;
- тяжелая станина и легкие движущиеся части позволяют обеспечить жесткость и необходимую динамику.

Система ЧПУ должна иметь следующие функциональные возможности (рис. 7): высокая скорость обработки данных; точное управление приводами; компенсация погрешностей.

Системы числового программного управления, удовлетворяющие современным требованиям высокоскоростной обработки:

- Fanuc 18iMB;
- Heidenhain TNC 407;
- Sinumerik 840D.

Экономическую эффективность обработки на станках с ЧПУ (в частности для станков для ВСО) обосновывается с использованием следующих показателей: годовой экономический эффект \mathcal{E}_r , срок окупаемости затрат T_{OK} , экономический эффект на весь срок службы оборудования \mathcal{E}_p .

Расчет экономической эффективности от применения станков с ВСО производится путем сравнения снижения себестоимости обработки и дополнительных капитальных вложений. Минимальные приведенные затраты в данном случае являются комплексным экономическим показателем высокоскоростной обработки:

$$П = С + E_H K_B,$$

где $П$ — минимальные приведенные затраты, руб.; $С$ — себестоимость обработки, руб.; E_H — нормативный коэффициент народнохозяйственной эффективности капитальных вложений (здесь $E_H = 0,15$); K_B — капитальные вложения, руб.

Годовой экономический эффект (руб.) отражает экономию от внедрения станка с высокоскоростной обработкой за счет разности годовых

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

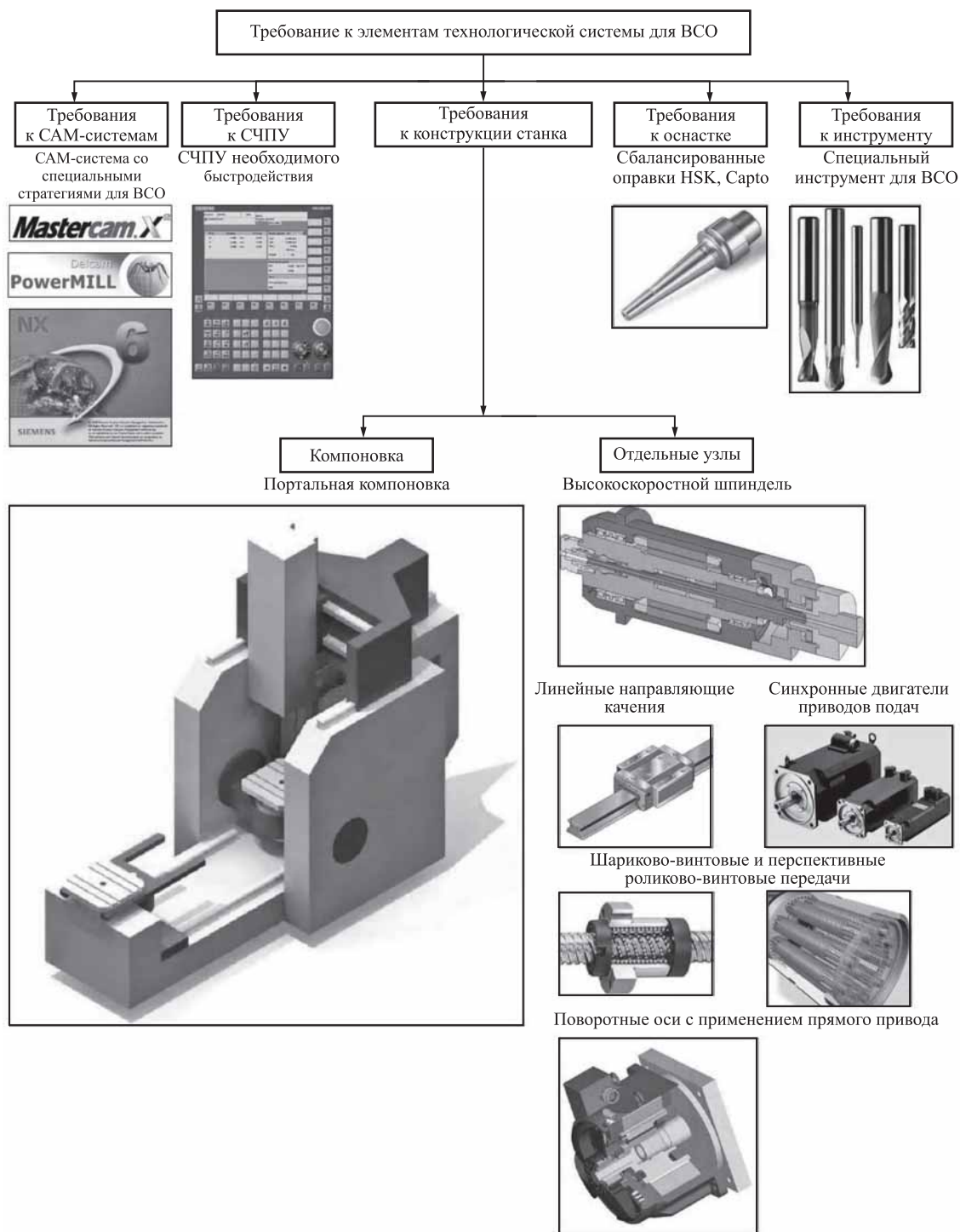


Рис. 4. Необходимые требования к технологической системе ВСО

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

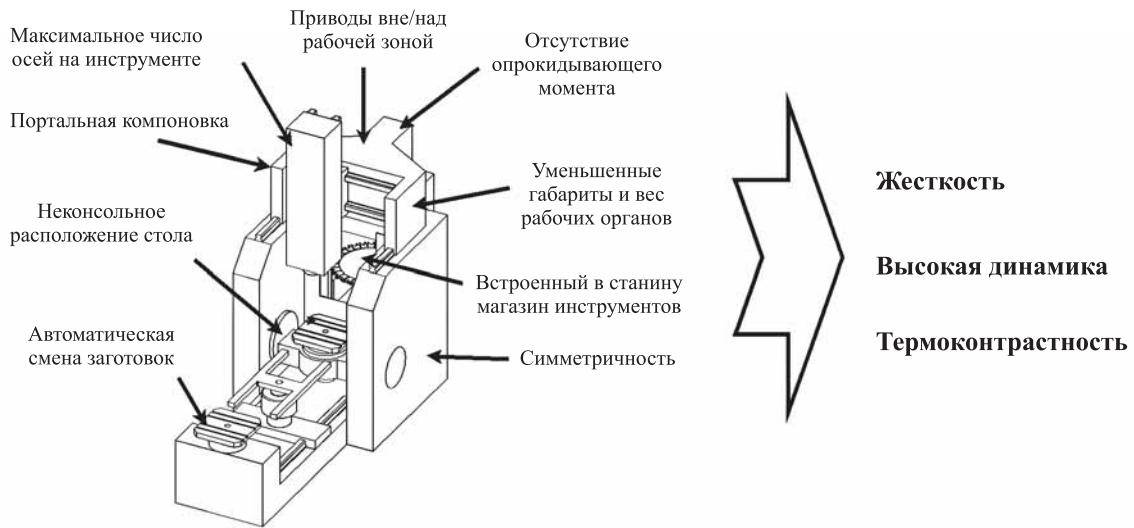


Рис. 5. Требования к компоновке станка с ЧПУ для проведения ВСО



Рис. 6. Узлы и особенности станка для ВСО

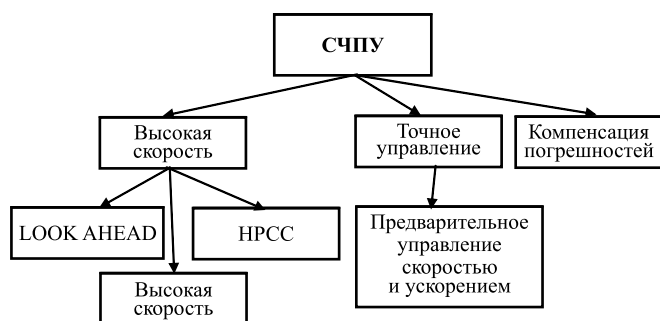


Рис. 7. Функции СЧПУ для осуществления процесса ВСО

приведенных затрат на изготовление одинакового объема продукции на ранее использовавшихся станках и на новых станках с ВСО:

$$\Theta_{\Gamma} = \Pi_1 - \Pi_2 = (C_1 + E_H K_1) \beta - (C_2 + E_H K_2),$$

где Π_1 , Π_2 — приведенные затраты за год работы (по стандартному варианту и по внедренному новому), руб.; C_1 , C_2 — себестоимость обработки, производимой в течение года, руб.; K_1 , K_2 — капитальные вложения в основные фонды и оборотные средства, руб.; β — коэффициент приведения затрат по стандартному варианту к годовому объему производства на новом станке с ВСО, рассчитываемый как:

$$\beta = XY,$$

где X — коэффициент сравнительной производительности нового станка с ВСО (по отношению к ранее используемому станку); Y — коэффициент, представляющий собой отношение годовых фондов оперативного времени работы нового станка с ВСО и стандартного оборудования.

Срок окупаемости капитальных затрат T_{OK} (годы):

$$T_{OK} = \frac{K_2 - \beta K_1}{(\beta C_1 - C_2)}.$$

Значение $T_{OK} < 1/E_H$ показывает эффективность обработки на новом станке. При нормативном коэффициенте народнохозяйственной эффективности $E_H = 0,15$ срок окупаемости составляет $T_{OK} < 6,7$ года.

Экономический эффект за весь срок работы станка с ВСО (руб.) рассчитывается по следующей формуле:

$$\Theta_P = \frac{\Theta_{\Gamma}}{\left[\alpha \left(\frac{1}{T_2} + E_H \right) \right]},$$

где $\alpha = 1,1$ — коэффициент, включающий в себя затраты на доставку и монтаж станка; T_2 — срок службы нового станка, годы (принимается по нормам амортизационных отчислений на полное восстановление металлорежущего оборудования).

Заключение

Современные станки для осуществления процесса высокоскоростной обработки в сравнении с устаревшими станками с числовым программным управлением позволяют обрабатывать усложненные детали с улучшенной точностью и более качественной обрабатываемой поверхностью. Время изготовления детали резко сокращается, а дополнительные виды оборудования и этапы обработки не требуются. Данная технология в скором времени окупает все затраты на покупку достаточно дорогостоящего оборудования при грамотной настройке и большой загрузке станков (около 120 ч в неделю). Посредством высокоскоростной обработки сокращается время производственного цикла ровно в два раза (50 %). Все эти факторы несомненно делают станки для ВСО настоящей инновацией в мире станкостроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мещерякова В. Б. Особенности подготовки управляющих программ для высокоскоростной обработки на станках с ЧПУ // Технология машиностроения. — 2013. — № 8.
2. Косовский В. Л., Козырев Ю. Г., Новиков А. Н., Ратмиров В. А. и др. Программное управление станками и промышленными роботами. — М.: Высшая школа, 1986. — 272 с.
3. Беркова О. А., Кузьмик П. К., Мещерякова В. Б., Мухачев С. Н. Современные методы конструирования машиностроительных изделий // Вестник Московского государственного университета. Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2002. — 1 (46).
4. Виттингтон К., Власов В. Высокоскоростная механообработка // Журнал "САПР и графика". — 2002. — № 11.
5. Артамонов В. Д. Технология автоматизированного производства. Часть 1. Технология обработки на станках с ЧПУ: Конспект лекций для студентов по специальности. — Тула: Тульский государственный университет, 2007. — 144 с.

УДК 656.073.7

К. К. Тайсаев, МАДИ

E-mail: tkk2019@mail.ru

АКТУАЛЬНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОХРАННОСТИ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Комплексным показателем, оценивающим степень влияния внешней среды на сроки службы автомобиля, является коэффициент сохранения эффективности, но на практике технической эксплуатации автомобиля данный коэффициент, как правило, не определяется, а ограничиваются расчетом коэффициента технического использования. Ключевым элементом определения коэффициента технического использования является расчет удельных показателей технического обслуживания и текущего ремонта автомобиля, но в процессе эксплуатации автомобиля заложенные параметры технических воздействий могут изменяться под действием факторов неизвестной или неопределенной природы при проектировании. Величины влияния факторов неизвестной природы на срок эксплуатации автомобиля является объектом, исследуемым и отражаемым коэффициентом сохранности эффективности автомобиля.

Ключевые слова: коэффициент сохранности эффективности, коэффициент технического использования, трудоемкость текущего ремонта, цикл технического обслуживания, эксплуатация автомобиля.

A complex indicator assessing the degree of influence of the external environment on the service life of a car is the efficiency preservation factor, but in the practice of technical operation of a car this factor is usually not determined, but is limited to the calculation of the technical use factor. The key element of determining the factor of technical use is calculation of specific indicators of maintenance and routine repair of the car, but during operation of the car the built-in parameters of its technical operation can change under the influence of factors of unknown or uncertain nature during design. Values of influence of factors of unknown nature on service life of automobile is object of investigated and reflected coefficient of vehicle efficiency preservation.

Keywords: efficiency preservation factor, technical usage factor, current repair capacity, maintenance cycle, vehicle operation.

Введение

Техническая эксплуатации автомобиля (ТЭА), как система отвечает за оценку состояния качества эксплуатации автотранспортного средства (АТС), определяющего сроки его службы. ТЭА находится в динамическом состоянии, определяемого под воздействием и влиянием переменных факторов внешней среды [1]. Естественно, что прогнозируемые и реальные сроки эксплуатации автомобиля отличаются и должны корректироваться в зависимости от изменения информационной составляющей внешней среды [2]. Комплексным показателем, который оценивает величину влияния внешней среды на сроки эксплуатации автомобиля может являться, по определению, коэффициент сохранности эффективности (КСЭ). КСЭ (en efficiency ratio) — коэффициент сохранности эффективности трактуется как отношение значения показателя эффективности использования АТС по назначению за время определенного периода к номинальному значению этого показателя, рассчитываемому при условии, что отказы систем АТС в течение того же периода не возникают [3, 4]. Таким образом, КСЭ указывает величину, отражающую реальное значе-

ние эффективности использования АТС по назначению в исследуемый момент времени. Но в текущей деятельности АТП, как правило, КСЭ не определяется. На практике ограничиваются расчетом коэффициента технического использования (КТИ) [5].

$$K_{\text{ТИ}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{\sum_{i=1}^n t_i + \sum_{i=1}^m \tau_i + \sum_{j=1}^k \tau_j}, \quad (1)$$

где t_i — время сохранения показателей работоспособности АТС в i -м цикле работы; τ_i — время восстановления АТС после i -го отказа (при текущем ремонте); τ_j — длительность выполнения j -й профилактики АТС, требующей вывода его из работоспособного состояния (ТО); n — количество расчётных рабочих циклов за рассматриваемый период эксплуатации АТС; m — количество восстановлений (отказов) за рассматриваемый период эксплуатации АТС; k — количество профилактических работ, требующих исключения АТС из рассматриваемого периода.

Основопологающим элементом определения значения КТИ является определение показателей технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) АТС [6], а изменение проектных значений этих показателей в процессе эксплуатации автомобиля под воздействием факторов внешней среды неизвестной или неопределенной природы на момент проектирования АТС, является значением, отражаемым в КСЭ. Приведем некоторые примеры возможного изменения информационной ситуации, влияющей на значение показателей ТЭА, которые не нашли полноценного отражения при формировании производственных программ по ТО и ТР АТС в современной методологии.

1. Ресурсный пробег современных грузовых АТС иностранного производства может достигать 1,5...1,8 млн км при их правильной эксплуатации. Поэтому пробег до списания для этих АТС не устанавливается, а обозначен возможный срок эксплуатации (8...9 лет) независимо от пробега с начала эксплуатации. То есть моральное устаревание АТС происходит раньше выработки ресурса [7].

2. Нормативная периодичность работ ТО для АТС импортного производства определяется в соответствии с регламентами технического обслуживания фирмы-производителя, а нормативы трудоемкости ТР и нормативы простоя автомобилей в ТО и ТР не регламентированы отечественными нормативно-техническими документами (таблица).

3. Для всех АТС отечественного производства нормативно-технической документацией предусмотрены регламенты продолжительности простоя на ТО и в ТР в виде значений общей удельной нормы простоя (дн./1000 км пробега), что не соответствует регламентам системы ТЭА по производству ТО и ТР для АТС иностранного производства.

4. В настоящее время значительно повысились требования к экологической и конструкторской безопасности автомобиля в целом, а также к его отдельным агрегатам, механизмам, деталям и системам, что неизбежно влечет за собой необходимость количественного и качественного изменения регламентных работ по ТО и ТР в соответствии реалиями работы АТП [8].

В таблице системы регламентации автомобилей Chevrolet важным является то, что условия эксплуатации (дорожные, транспортные, климатические и др.) корректируются индивидуально для каждой модели автомобиля величиной удельной трудоемкости и типом работ по ТО. Соответственно отдельный вид ТО регламентирован собственным перечнем технических

воздействий, которые необходимо производить при каждом конкретном пробеге АТС с начала эксплуатации. Величина полного цикла ТО легко определяется, исходя из регламента последовательности работ (90 000 км для данного типа АТС). Все работы по ТО и ТР, регламентированные и нерегламентированные производимые на автомобиле, сохраняются в так называемой «истории автомобиля». Регламентируемые работы определяют величину «гарантийного срока обслуживания» автомобилей, устанавливаемого фирмой производителем АТС. Приведенные данные наглядно демонстрируют различие между традиционными подходами определения показателей ТО и ТР в отечественной системе ТЭА и практикуемыми в системе ТЭА автомобилей иностранного производства. Аналогичная система регламентирования процессов ТО и ТР принята для всех автомобилей иностранного производства.

Решение проблемы

При цикловом методе расчета показателей ТО и ТР формула для определения удельной трудоемкости ТР следующая [9], [если в качестве величины расчетного цикла принимается пробег до капитального ремонта (КР)]:

$$T_{ТР}^H = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{L_{КР}} 1000, \text{ чел.-ч/1000 км,} \quad (2)$$

где $L_{КР}$ — пробег автомобиля до КР, км.

Но в настоящее время КР практически не производится на АТП. Тогда формула для определения удельной трудоемкости ТР (чел·ч/1000 км пробега) для одного цикла может быть преобразована. Величина цикловой удельной трудоемкости ТР определяется следующим образом:

$$T_{Тру} = \frac{\sum_{k=1}^{p_u} t_{ТРku}}{\Delta l_u} 1000; \quad (3)$$

$$T_{Тру} = \frac{10^3}{L_{цu}^{ТО}} \sum_{k=1}^{n_u} t_{ТРku}, \quad (4)$$

где p — число необходимых работ (воздействий) ТР для одного цикла ТО; u — номер текущего цикла ТО; $L_{цu}^{ТО}$ — величина цикла ТО; $t_{ТРku}$ — трудоемкость устранения отказа, чел·ч.

Регламент трудоемкости ТО легковых автомобилей Chevrolet

Трудо- емкость, чел.-ч	Пробег, км												
	15 000	30 000	45 000	60 000	75 000	90 000	105 000	120 000	135 000	150 000	165 000	180 000	205 000
3,24	ТО-1				ТО-1		ТО-1				ТО-1		
4,36		ТО-2								ТО-2			
4,32			ТО-3						ТО-3				ТО-3
7,44				ТО-4				ТО-4				ТО-4	
6,60						ТО-5							

В случае необходимости определения среднего значения удельной трудоемкости ТР (чел./1000 км) на более значительном интервале исследования пробега АТС чем цикл ТО, можно использовать следующие формулы, чел.-ч/1000 км:

$$\bar{T}_{\text{тр}} = \frac{\sum_{u=1}^v T_{\text{тпу}}}{m}; \quad (5)$$

$$\bar{T}_{\text{тр}} = \frac{1}{v} \sum_{u=1}^v T_{\text{тпу}}, \quad (6)$$

где v — число циклов ТО для исследуемого пробега автомобиля, ед.

После преобразования формул (5) в (6) получим, чел.-ч/1000 км:

$$\bar{T}_{\text{тр}} = \frac{10^3}{v} \sum_{u=1}^v \sum_{k=1}^p \frac{t_{\text{тп}kj}}{L_{\text{ц}u}^{\text{то}}}. \quad (7)$$

Приведем частный случай применения формулы (7) для однотипных АТС, т.е. когда $L_{\text{ц}}^{\text{то}} = \text{const}$, чел.-ч/1000 км:

$$\bar{T}_{\text{тр}} = \frac{10^3}{v L_{\text{ц}}^{\text{то}}} \sum_{u=1}^v \sum_{k=1}^p t_{\text{тп}ku}. \quad (8)$$

Вывод

Мы рассмотрели возможность изменения последовательности расчетов некоторых показателей ТО и ТР, необходимых для определения КСЭ в случае изменения информационного состояния среды эксплуатации АТС (введение новых регламентов экологической и конструктивной безопасности АТС и т.д.). Подобных качественных и количественных изменений в требованиях к АТС и его агрегатам и системам может быть достаточно много в процессе всего срока эксплуатации. Поэтому учет новых факторов и ограничений должен быть формализован для функции оптимизации срока эксплуатации автомобиля в виде отдельных критериев, а задача должна определяться как многокритериальная.

Следующим шагом будет формирование задачи выбора эффективных решений текущих процедур ТЭА с применением показателя КСЭ. Она формализуется следующими элементами: множество вариантов решений; множество информационных ситуаций; эффективность каждого из рассматриваемых решений, где m — число альтернативных вариантов действий; n — число актуальных критериев; b_{ij} — эффективность i -го действия для j -го критерия, $i = \overline{1, m}$; $j = \overline{1, n}$ [10]. Тогда задача определения КСЭ формализуется в виде матрицы эффективностей возможных действий:

$$\|b_{ij}\| = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1n} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mn} \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Общую структуру выработке стратегий применения КСЭ имеет вид:

$$\text{КСЭ} = \left\{ \begin{array}{l} \Pi = \left\{ \begin{array}{cccc} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1n} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mn} \end{array} \right\}; \\ C = \overline{1, n}; O = f(x_i), i = \overline{1, m} \end{array} \right\}, \quad (10)$$

где Π — множество объектов или процессов с различной природой факторов, C — множество свойств, определяемых природой факторов, характерных для исследуемого процесса, O — множество связей и соотношений между процессами.

Для решения данной задачи необходимо использовать математический инструментарий, базирующийся на методах теории вероятностей, исследования операций и математического программирования. Получение оптимального варианта искомого решения также возможно путем применения методов линейного программирования. Рассмотренный подход к разработке стратегий применения показателя КСЭ позволит оптимизировать процессы в ТЭА, на которые оказывают влияние изменяющиеся факторы внешней среды эксплуатации АТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Титов Е. Ф.** О методах определения технического уровня АТС, их агрегатов и узлов // Автомобильная промышленность. — 2000. — № 1. — С. 27–29.
2. **Кузнецов Е. С.** Управление техническими системами: учебн. пособ. — М.: МАДИ, 2003. — 247 с.
3. **ГОСТ Р 53480—2009.** Национальный стандарт РФ. Надежность в технике. Термины и определения. — М.: Стандартинформ, 2010.
4. **ГОСТ 27.002—2015.** Межгосударственный стандарт. Надежность в технике. Термины и определения. — М.: Стандартинформ, 2016.
5. **Власов В. М., Жанказиев С. В., Круглов С. М.** Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / под общ. ред. В. М. Власова. — 13-е изд., стер. — Москва: Академия, 2017. — 427 с.
6. **Сулов И. Е., Сергеев А. Г., Сущев А. К.** Метрологическое обеспечение прогнозирования технического состояния автотранспортных средств // Автотранспортное предприятие: журнал. — М.: НПП "Транснавигация", Минтранс России, 2013. — № 10. — С. 46–49.
7. **Кузнецов Е. С.** Оценка качества и надежности автомобилей в Швеции по результатам инспекторских осмотров и опыта в эксплуатации // Автомобильный транспорт: Передовой производственный опыт и научно-технические достижения, рекомендуемые для применения на автомобильном транспорте. Информ: сборник. — М.: Информавтотранс, 1999. — Вып. 1. — 36 с.
8. **Денисов В. Н., Роголев В. А.** Проблемы экологизации автомобильного транспорта. Изд. 2-ое. — СПб.: МА-НЭБ, 2005. — 312 с.
9. **Производственно-техническая инфраструктура предприятий автосервиса: учебник / Н. И. Веревкин, А. Н. Новиков, Н. А. Давыдов; под ред. Н. А. Давыдова.** — М.: Издательский центр "Академия", 2015. — 400 с.
10. **Прудовский Б. Д.** Методы решения многокритериальных автотранспортных задач // Вестник гражданских инженеров. — СПб.: СПбГАСУ, 2015. — 2 (49). — С. 154–159.

БЕЗОПАСНОСТЬ

УДК 629.33.083.4

Б. А. Крамаренко, советник ректора МАДИ

E-mail: kramarenko.brs@mail.ru

ОПЫТ ЗАРУБЕЖНЫХ СТРАН В ПРИНЯТИИ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОРГАНИЗАЦИИ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Наиболее значимые социальные, экономические и демографические проблемы современного общества определенным образом сосредоточены в обеспечении безопасности дорожного движения (ОБДД). Принимаемые в этой области меры и их значимость указывают на важность намеченных целей в принятии управленческих решений, правовом регулировании и проведении мероприятий по повышению безопасности дорожного движения. Совершенствование международной практики в деле организации безопасности дорожного движения естественным образом способствует решению важнейших внутренних национальных задач — социальных, экономических и демографических.

Ключевые слова: организация безопасности дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие, транспортное средство, дорога, транспортный риск.

The most significant social, economic and demographic challenges are in some way focused on road safety (BDS). Point out the importance of the goals set in management decisions, legal regulation and road safety measures. Improving international practice In case Road safety organisation naturally the way decision the most important domestic national tasks — social, economic and demographics South.

Keywords: road safety, traffic accident, vehicle, road, traffic risk.

Россия активно принимает участие в работе Европейской экономической комиссии (ЕЭК) ООН, а также в различных международных организациях по вопросам снижения уровня ДТП. Аварийность на дорогах России указывает на необходимость повышения эффективности используемых управленческих решений и экономических инструментов на пути снижения уровня ДТП. С этой целью предполагается детально изучить наиболее успешный опыт зарубежных стран в принятии управленческих решений, но не слепо перенимать международные системы БДД и применять их в Российской Федерации.

Международный опыт интересен и по ряду причин должен быть глубоко исследован.

Так, практика Южной Кореи заключается в действующих программах, направленных на сокращение количества мест концентрации ДТП на основе национальной компьютеризированной базы данных и местонахождении ДТП, сформулированных в Национальной стратегии безопасности транспорта, утверждаемой раз в пять лет.

Южная Корея и Япония очень активно сотрудничают в международной программе. Экономическая и социальная комиссия для стран Азии и Тихого океана (ЭСКАТО) в сфере БДД, в соответствии с Международным соглашением о сети Азиатских автомобильных дорог (резолюция 60/4 Комиссии от 28 апреля 2004 г.), которое вступило в законную силу в 2005 г., отмечает, что "при развитии сети азиатских автомобильных дорог стороны уделяют всестороннее внимание вопросам безопасности дорожного движения". Основная часть числа погибших на дорогах мира приходится на территорию Азии, поскольку в странах ЭСКАТО существует своя специфика ДТП. Она требует индивидуального подхода в принятых на международном уровне решениях при активном сотрудничестве стран ЭСКАТО и других региональных комиссий. Одним из важных направлений деятельности в сфере ОБДД является развитие современной сети азиатских автомобильных дорог на основе принятой Декларации министров стран ЭСКАТО по вопросам БДД.

В Канаде в 1996 г. Советом администраторов автомобильного транспорта (ССМТА) принят план "Перспектива дорожной безопасности — 2001": повышение уровня взаимодействия между дорожными агентствами в проблемах БДД и ужесточение мер административного наказания. Совет министров в октябре 2000 г. принял план "Перспектива дорожной безопасности—2010" по практическому осуществлению развития предыдущего плана. Получение более полной и подробной информации о ДТП в ходе реализации плана "Перспектива дорожной безопасности-2010" — позволит улучшить качество реализации Плана стратегических целей и задач, снизить число погибших и раненых в ДТП.

Глава федерального Министерства Швейцарии по вопросам охраны окружающей среды, транспорта, энергии и коммуникаций уполномочил швейцарский федеральный Государственный орган дорог разработать проект VESIPO — последовательность действий в новой политике по ОБДД, который основан на концепции "нулевой смертности". Концепция "нулевой смертности" основана на базовых мерах, служащих юридическим, политическим и экономическим обеспечением реализации частных предупредительных мер, которые применяются систематически при мониторинге выполняемой работы, контроля качества и ее эффективности. Реализация требований этой концепции будет возможна, если целью ее станет не сокращение активности передвижения транспортных средств, а создание условий для безаварийного дорожного движения, что и является основой в сфере ОБДД.

Достижение целей концепции "нулевой смертности" предусматривает следующее. Краткосрочные меры в принятии новой политики ОБДД и выполнении запланированных; долгосрочные цели (2010—2020 гг.); дальнейшая реализация концепции "нулевой смертности" с использованием предложенного комплекса мер; политические обязательства органов власти для расширения конституционных, экономических и юридических рычагов воздействия при ОБДД; профессиональные обязательства для эффективности принимаемых мер и их корректировки в сфере по ОБДД.

При реализации концепции "нулевой смертности" в Швейцарии необходимо организовывать дорожно-транспортную инфраструктуру так, что-

бы была возможность, предотвратить последствия аварий, а также предусмотреть специальные меры воздействия для тех, кто не совершает нарушений, но волей случая попадает в дорожно-транспортные происшествия. Концепция "Дорога, предотвращающая ошибки" является частью концепции "нулевой смертности". Она предполагает, что всеми физическими и техническими мерами необходимо исключить опасное вождение и поведение всех участников дорожного движения. Если же ДТП произошло, необходимо с максимально минимизировать тяжесть последствий; если в ДТП есть раненые, должны быть использованы эффективные медицинские и спасательные действия. Необходимо помнить, что разработанные мероприятия по минимизации числа ДТП не освобождают всех участников дорожного движения от ответственности за соблюдение ПДД.

В Италии в сфере ОБДД положительное развитие связано с принятием в 2000 г. Стратегии дорожной безопасности и пересмотра Кодекса. В 2001 г. это привело к заметному сокращению количества ДТП. А утвержденный в 2002 г. правительственный государственный план по БДД основан на государственной системе управленческих решений, которые применяются на национальном и региональном уровнях исполнительной власти. Документ декларирует принципы руководства ОБДД при коренном вмешательстве в определенные сферы: модернизация дорожной и транспортной инфраструктуры, технический контроль и обслуживание транспортных средств, контроль за здоровьем водителей, повышение квалификации и переподготовка водителей (в том числе профессиональных), обучение школьников правилам дорожного движения.

В план была заложена стратегия ЕС по ОБДД — сокращение к 2010 г. количества погибших 50 % по сравнению с 2001 г. Кроме того, ЕС в деле ОБДД по принятию управленческих решений была разработана программа правительством Республики Италия. Программа корректируется каждые два года и определяет порядок национальных и региональных планов в сфере ОБДД в том числе в усовершенствовании инфраструктуры. Контроль осуществляется правительством Италии, региональными властями и руководителями округов и муниципалитетов, и за счет Соглашения "О товариществе с частным сектором".

Бюджет составляют также доходы от штрафов и парковок. Он равен 18 млн евро. Эти средства позволяют специалистам по безопасности дорожного движения проводить исследования.

Правительство Республики Италии по вопросам безопасности на дорогах активно взаимодействует с ЕС и с UNECE: в каждой организации имеет рабочую группу. Каждый год Институтом национальной статистики и Автомобильным клубом Италии совершенствуются дорожные стандарты, а в государственной системе принятия управленческих решений руководящие принципы издаются итальянским Национальным исследовательским советом.

В Австрии мероприятия по ОБДД складываются на основе глубокого изучения интенсивности дорожного движения ТС, распознавания причин ДТП как источника возникновения социальных, экономических и демографических потерь, на основе долгосрочной программы ОБДД, которая включает в себя безукоризненные методы управления безопасностью на дорогах. С учетом международного опыта принятия управленческих решений административная ответственность за ДТП возложена не только на водителей, но и на все составляющие системы "водитель—автомобиль—дорога". А это: дорожная инфраструктура и качество ее обслуживания, интенсивность транспортных потоков и т. д.

Австрийская программа дорожной безопасности следует тенденции, в которой определено 28 приоритетных направлений действий и более ста мероприятий. В 2002 г. главные направления этой программы сформулированы в пилотный проект для внедрения в непродолжительный временной срок.

Федеральное Министерство транспорта, инноваций и технологии Австрийской Республики предположило, что прежняя доктрина ОБДД была значительно заорганизована и не способствовала существенному решению проблем ДТП. На этом фоне необходимо было разработать долгосрочную и эффективную стратегию ОБДД.

В Австрии действуют "Требования для австрийской программы дорожной безопасности в 2002—2010 гг.". Они включают в себя: исследование различных аспектов программ дорожной

безопасности в европейских и неевропейских странах; систематизацию инициатив международных организаций, в частности, Европейского союза и Организации Экономического Сотрудничества и Развития; краткий обзор деятельности всех австрийских организаций, работающих в сфере БДД; анализ австрийских особенностей дорожных происшествий и имеющихся тенденций; анализ дальнейших прогнозов дорожной безопасности; оценку социально-экономического ущерба от ДТП; оценку рисков для различных категорий участников дорожного движения и мер ОБДД.

В результате выполнения поставленных задач была сформирована стратегия дорожной безопасности "Австрийская программа дорожной безопасности на 2002—2010 гг.". Эта программа состояла из основных направлений сферы деятельности нормативных показателей ОБДД. Были определены цели и задачи стратегии безопасности, исходящие, в частности, из таких составляющих, как: на автомобильном транспорте должны осуществляться столь же эффективные меры безопасности, как на железнодорожном и в авиации; современное общество должно иметь не только обязательства вследствие возмещения финансовых потерь от ДТП, но и иметь возможность минимизировать ущерб от аварий вследствие правильной политики.

В Норвегии была разработана Стратегия проведения мероприятий в сфере ОБДД, рассчитанная на долгосрочную перспективу. Стратегия подготовлена Норвежской общественной администрацией дорог, Национальным полицейским управлением, Управлением здоровья и социального обеспечения, Норвежским советом по дорожной безопасности, отделом транспорта — они же и отвечают за ОБДД. В Стратегии отражены проблемы безопасности дорожного движения, решение которых осуществляется разработанными практическими механизмами. Правительство Норвегии в Национальном транспортном плане (НТП) наметило "Перспективу — ноль" (концепция "нулевой смертности"), в котором разработана программа для реализации мероприятий по ОБДД.

УДК 625.7/8

Н. В. Щеголева, канд. техн. наук, доцент, СГТУ имени Гагарина Ю. А.,
А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, **В. В. Задворнов**, аспирант, Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
И. Г. Шашков, канд. техн. наук, Военно-воздушная академия имени профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, г. Воронеж; **И. А. Чижиков**, канд. техн. наук, доцент, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет
E-mail: soni.81@mail.ru

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РИСКА ПРИЧИНЕНИЯ ВРЕДА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИМЫКАНИЙ К АВТОМОБИЛЬНОЙ ДОРОГЕ. ЧАСТЬ 2

При применении инноваций или повторных эффективных технических решений дорожного хозяйства в проектной документации рекомендуется использование оценки риска причинения ущерба. Это дает возможность экспертным организациям обоснованно давать положительные заключения на проектную документацию. Разработана методика расчета риска причинения вреда при проектировании примыканий к автомобильной дороге с учетом основополагающих работ В. В. Столярова. Рассмотрен типовой пример исследования на основе оценки и расчета риска причинения вреда. Исследование проводится с учетом Федерального закона "О техническом регулировании" и п. 6 статьи 15, Федерального закона "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений" на основе оценки степени риска недостижения целей и требований этого Федерального закона.

Ключевые слова: риск, оценка, расчет, дорожное хозяйство, проектная документация, автомобильная дорога, автомобиль, примыкание, скоростной режим, безопасность, дорожное движение, инновации, экспертные организации.

At application of innovations or repeated effective technical solutions of road economy in project documentation use of an assessment of risk of causing damage is recommended. It gives the chance to the expert organizations reasonably to draw the positive conclusions on project documentation. The method of calculation of risk of infliction of harm at design of adjunctions to the highway taking into account fundamental works of V. V. Stolyarov is developed. A standard example of research on the basis of an assessment and calculation of risk of infliction of harm is reviewed. Research is conducted taking into account the Federal law "On technical regulation" and article 15, item 6 of the Federal law "Technical regulations about safety of buildings and constructions" on the basis of an assessment of degree of risk of not achievement of the objectives and requirements of this Federal law.

Keywords: risk, assessment, calculation, road economy, project documentation, highway, car, adjunction, high-speed mode, safety, traffic, innovations, expert organizations.

Процедура анализа, оценки риска потери устойчивости автомобиля на радиусе закругления проезжей части улиц и дорог по кромке тротуара

Параметры закругления: радиус кривой, коэффициент сцепления и продольный уклон оказывают влияние на вероятность потери устойчивости автомобиля на радиусе закругления проезжей части улиц и дорог, связанной с заносом или опрокидыванием автомобиля. Данная процедура призвана определить и уменьшить до допустимого риска вероятность возникновения ДТП по при-

чине несовершенства дорожных условий (параметров закругления). Исходными данными данной процедуры являются:

- проектная величина радиуса ($R_{пр}$) закругления проезжей части улиц и дорог 8 м;
- расчетная скорость движения автомобиля (V_p): 110, 90, 80 на участке дороге;
- величина максимального продольного уклона (i_m) на закруглении проезжей части дороги;
- тип и состояние покрытия, принимаем: сухое чистое;
- уклон виража (i_v) = 0.

В процессе исследования устанавливают:

— критическую величину радиуса кривой в плане, соответствующую 50-процентному риску потери устойчивости автомобиля:

$$R_{\text{КР}} = \frac{V_p^2}{127(\sqrt{\varphi_1^2 - \mu_x^2} + i_B)}, \quad (1)$$

где V_p — расчетная скорость движения автомобиля, км/ч; φ_1 и μ_x — продольная составляющая коэффициента сцепления и коэффициента тяговой силы (см. выше); $\sqrt{\varphi_1^2 - \mu_x^2}$ — поперечная составляющая коэффициента сцепления, при которой происходит занос или опрокидывание автомобиля; i_B — уклон виража, тысячные;

— допуск на среднее квадратическое отклонение радиуса кривой в плане:

$$\sigma_R^{\text{доп}} = 2,45 \Delta_{\text{доп}} \left(\frac{R_{\text{ПР}}}{d} \right)^2, \quad (2)$$

где $\Delta_{\text{доп}}$ — допуск в пределах кривой в плане на радиальное отклонение оси покрытия относительно проектного положения оси, м; значение параметра: $\Delta_{\text{доп}} = 0,05$ м; $R_{\text{ПР}}$ — проектное значение радиуса кривой в плане, м; d — параметр, представляющий собой расстояние между поперечниками, м;

— среднее квадратическое отклонение критического радиуса кривой в плане:

$$\sigma_{R_{\text{КР}}} = \frac{V}{127(\varphi_1^2 - \mu_x^2)} \times \sqrt{4(\varphi_1^2 - \mu_x^2) \sigma_V^2 + \frac{V^2}{\varphi_1^2 - \mu_x^2} (\varphi_1^2 \sigma_\varphi^2 + \mu_x^2 \sigma_{\mu_x}^2)}. \quad (3)$$

— риск потери устойчивости автомобиля, движущегося со скоростью V_p по кривой в плане радиусом $R_{\text{ПР}}$, устанавливают по формуле профессора В. В. Столярова:

$$r_{\text{д.у}} = 0,5 - \Phi \left(\frac{R_{\text{ПР}} - R_{\text{КР}}}{\sqrt{(\sigma_{R_{\text{ПР}}}^{\text{доп}})^2 + \sigma_{R_{\text{КР}}}^2}} \right), \quad (4)$$

где $r_{\text{д.у}}$ — опасность заноса (опрокидывания) автомобиля на кривой в плане радиусом $R_{\text{ПР}}$ при скорости движения V_p ; $R_{\text{ПР}}$ и $\sigma_{R_{\text{ПР}}}^{\text{доп}}$ — проектный радиус кривой в плане и допуск на его среднее квадратическое отклонение, м; $R_{\text{КР}}$ и $\sigma_{R_{\text{КР}}}$ — критическая величина радиуса при скорости движения V_p и среднее квадратическое отклонение радиуса, на которых риск потери устойчивости автомобиля стремится к 50 %, м.

Процедура анализа, оценки и определения риска наезда сзади на впереди идущий автомобиль

При аварии, экстренном торможении, поломке лидирующего автомобиля возникает опасность наезда на впереди идущий автомобиль.

Исходными данными данной процедуры являются:

- прямолинейный участок;
- расчетная скорость движения автомобиля (V_p): 110, 90, 80 на проектируемой дороге;
- Состав транспортного потока на рассматриваемом участке движения характеризуется преобладанием легкового автотранспорта:
 - легковой транспорт — 68,2 %;
 - автобусы — 3,7 %;
 - грузовой автотранспорт грузоподъемностью до 2 т — 16,9 %;
 - до 5 т — 3,7 %;
 - до 12 т — 3,6 %;
 - свыше 12 т — 3,9 %.

В процессе исследования устанавливают: риск наезда сзади с использованием метода профессора В. В. Столярова определяют по формуле:

$$r = 0,5 - \Phi \left(\frac{l_{\text{СР}} - l_{\text{КР}}}{\sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_{l_{\text{КР}}}^2}} \right), \quad (5)$$

где r — риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль; $l_{\text{СР}}$ — средний интервал между автомобилями м; $l_{\text{КР}}$ — критический интервал между ведущим и ведомым автомобилями (м), при 50-процентном риске возникновения ДТП; σ_l , $\sigma_{l_{\text{КР}}}$ — среднее квадратическое отклонение соответственно интервала между автомобилями (l) и критического интервала ($l_{\text{КР}}$), м; $\Phi(U)$ — функция Лапласа (интеграл вероятности).

Значение параметров $l_{\text{КР}}$ и $\sigma_{l_{\text{КР}}}$ устанавливают по разности остановочных путей ведущего (S_1) и ведомого (S_2) автомобилей с учетом их средних квадратических отклонений по формулам:

$$l_{\text{КР}} = S_1 - S_2; \quad (6)$$

среднее квадратическое отклонение параметра $l_{\text{КР}}$:

$$\sigma_{l_{\text{КР}}} = \sqrt{\sigma_{S_2}^2 + \sigma_{S_1}^2}, \quad (7)$$

где S_2 и S_1 — длины остановочных путей ведомого и ведущего автомобилей при скоростях движения V_2 и V_1 ; σ_{S_2} и σ_{S_1} — средние квадратические

отклонения длин остановочных путей ведомого ведущего автомобилей, м.

Расчеты представлены в табличной форме.

1. Риск потери устойчивости на радиусе закругления проезжей части улиц и дорог по кромке тротуара (табл. 4).

2. Риска наезда сзади на впередиидущий автомобиль (табл. 5—7).

Жирным шрифтом выделена строка с интенсивностью, при которой риск наезда равен допустимому значению $1 \cdot 10^{-4}$ (строка с интенсивностью $N = 770$ авт./ч и получаемое при этом значение риска).

Получили следующие результаты.

По табл. 5:

при интенсивности движения $N = 250$ авт./ч; пропускной способности $P = 1729$ авт./ч; скорости свободного движения $V = 80$ км/ч; скорость транспортного потока составляет $V_{т.п.} = 75,2$ км/ч;

риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль является допустимым $r = 1 \cdot 10^{-4}$ (т. е. 1 из 10 000 автомобилей попадет в ДТП).

Таблица 4

Значение риска потери устойчивости при различных скоростях

Скорость, км/ч	Риск
15	0,074
20	0,114
25	0,376
30	0,779

Таблица 5

Значение риска наезда сзади при расчетной скорости $V_p = 80$ км/ч

Интенсивность N , авт./ч	N_0 , ед/ч	Уровень загрузки z	Скорость транспортного потока $V_{т.п.}$, км/ч	Риск наезда сзади
200	235	0,116	76,3	0,000004
250	294	0,145	75,2	0,000125
260	306	0,15	75,0	0,000234
520	611	0,301	68,8	0,401226
770	905	0,445	62,5	0,864749
800	940	0,462	61,68	0,884318

При $N = 770$ авт./ч. риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль увеличивается и достигает 0,864 (т. е. 864 из 10 000 автомобилей, движущихся на этом участке дороги в транспортном потоке со скоростью $V_{т.п.} = 62,5$ км/ч, попадет в ДТП при условии, что впереди идущий автомобиль снижает скорость до $V = 15$ км/ч, чтобы на примыкании $R = 8$ м при повороте автомобиль не потерял устойчивость).

По табл. 6:

при интенсивности движения $N = 220$ авт./ч; пропускной способности $P = 1946$ авт./ч; скорости свободного движения $V = 90$ км/ч; скорость транспортного потока составляет $V_{т.п.} = 86,0$ км/ч;

риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль является допустимым $r = 1 \cdot 10^{-4}$ (т. е. 1 из 10 000 автомобилей попадет в ДТП).

При $N = 770$ авт./ч риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль увеличивается и достигает 0,93 (т. е. 930 из 10 000 автомобилей, движущихся на этом участке дороги в транспортном потоке со скоростью $V_{т.п.} = 72,7$ км/ч попадет в ДТП при условии, что впереди идущий автомобиль снижает скорость до $V = 15$ км/ч, чтобы на примыкании $R = 8$ м при повороте автомобиль не потерял устойчивость).

По табл. 7:

при интенсивности движения $N = 190$ авт./ч; пропускной способности $P = 2378$ авт./ч; скорости свободного движения $V = 110$ км/ч; скорость транспортного потока составляет $V_{т.п.} = 106,7$ км/ч;

Таблица 6

Значение риска наезда сзади при расчетной скорости $V_p = 90$ км/ч

Интенсивность N , авт./ч	N_0 , ед/ч	Уровень загрузки z	Скорость транспортного потока $V_{т.п.}$, км/ч	Риск наезда сзади
200	235	0,103	86,4	0,000019
220	259	0,113	86,0	0,00008
760	893	0,391	73,0	0,93501
770	905	0,396	72,7	0,939336
780	917	0,401	72,5	0,943305
790	929	0,406	72,2	0,946947
800	940	0,411	72,0	0,950292

Таблица 7

Значение риска наезда сзади
при расчетной скорости $V_p = 110$ км/ч

Интенсивность N , авт/ч	N_0 , ед/ч	Уровень загрузки z	Скорость транспортного потока $V_{т.п.}$, км/ч	Риск наезда сзади
190	223	0,08	106,7	0,000101
650	764	0,273	96,2	0,950598
770	905	0,324	93,3	0,983902
780	917	0,328	93,0	0,985196
790	929	0,332	92,8	0,986365
800	940	0,336	92,5	0,987422

риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль является допустимым $r = 1 \cdot 10^{-4}$ (т. е. один из 10 000 автомобилей попадет в ДТП).

При $N = 770$ авт./ч риск наезда сзади на впереди идущий автомобиль увеличивается и достигает 0,98 (т. е. 980 из 10 000 автомобилей, движущихся на этом участке дороги в транспортном потоке со скоростью $V_{т.п.} = 93,2$ км/ч попадет в ДТП при условии, что впереди идущий автомобиль снижает скорость до $V = 15$ км/ч, чтобы на примыкании $R = 8$ м при повороте автомобиль не потерял устойчивость).

Выводы

1. На основе представленных расчетов можно сделать выводы, что при заданной интенсивности риски **запредельно высокие**. Водители не могут реализовать безопасное торможение до лидирующего автомобиля, который снизил скорость до 15 км/ч для поворота на примыкание.

2. Предлагается два варианта решения.

— Увеличить радиус закругления проезжей части дороги (км 27) по кромке тротуаров до безопасного и запроектировать переходно-скоростную полосу для ступенчатого снижения скорости движения автомобиля, уходящего на поворот к домам.

— Запроектировать транспортную развязку (на км 27) по аналогии с транспортной развязкой на км 22 + 600 данной автомобильной дороги М-7 "Волга" Москва — Владимир — Н. Новгород — Казань — Уфа (на примыкании Леоновского шоссе) Московской области.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Стандартизация** испытаний строительных, дорожных материалов и изделий / Челпанов И. Б., Евгеева С. М., Талалай В. В., Кочетков А. В., Юшков Б. С. // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. — 2011. — № 2. — С. 57—68.
2. **Статистические методы** организации контроля качества при производстве дорожно-строительных материалов / Кочетков А. В., Васильев Ю. Э., Каменев В. В., Шляфер В. Л. // Качество. Инновации. Образование. — 2011. — № 5 (72). С. 46—51.
3. **Организационно-экономический механизм** инновационной деятельности дорожного хозяйства / С. П. Аржанухина, А. А. Сухов, А. В. Кочетков, Л. В. Янковский // Инновационный Вестник Регион. — 2012. — № 4. — С. 40—45.
4. **Кочетков А. В., Янковский Л. В.** Перспективы развития инновационной деятельности в дорожном хозяйстве // Инновационный транспорт. — 2014. — № 1 (11). — С. 42—45.
5. **Аржанухина С. П., Кочетков А. В., Козин А. С., Стрижевский Д. А.** Нормативное и технологическое развитие инновационной деятельности дорожного хозяйства // Интернет-журнал "Науковедение". — 2012. — № 4 (13). — С. 69.
6. **Аржанухина С. П., Кочетков А. В., Козин А. С., Стрижевский Д. А.** Совершенствование структуры отраслевой диагностики федеральных автомобильных дорог / Интернет-журнал "Науковедение". — 2012. — № 4 (13). — С. 70.
7. **Кочетков А. В., Янковский Л. В.** Перспективы развития инновационной деятельности в дорожном хозяйстве // Инновационный транспорт. — 2014. — № 1 (11). — С. 42—45.
8. **Столяров В. В.** Дорожные условия и организация движения с использованием теории риска. — Саратов: СГТУ, 1999. — 168 с.
9. **Столяров В. В.** Проектирование автомобильных дорог с учетом теории риска. — Саратов: СГТУ, 1994. Ч. 1. — 184 с.
10. **Столяров В. В.** Теория риска в проектировании плана дороги и организации дорожного движения: учеб. пособие. — Саратов: СГТУ, 1995. — 84 с.
11. **Столяров В. В., Щеголева Н. В., Кочетков А. В.** Вероятностный подход при определении ущерба при авариях на автомобильных дорогах // Грузовик. — 2017. — № 9. — С. 46—48.
12. **Столяров В. В., Щеголева Н. В., Кочетков А. В.** Определение входных параметров для математических моделей оценки риска потери информации // Грузовик. — 2016. — № 11. — С. 40—44.
13. **Столяров В. В., Щеголева Н. В., Валиев Ш. Н., Кочетков А. В.** Методические подходы совершенствования нормативного обеспечения технического регулирования дорожного хозяйства с учетом теории риска // Грузовик. — 2016. — № 7. — С. 45—48.
14. **Столяров В. В., Щеголева Н. В., Кочетков А. В., Задворнов В. Ю.** Основные формулы теории риска при суммировании логнормальных законов распределения // Строительные материалы. — 2018. № 1—2. — С. 73—80.
15. **Семенов В. А.** Качество и однородность автомобильных дорог. — М.: Транспорт, 1989. — 125 с.
16. **Обоснование введения** ограничений режима движения на дорогах федерального значения на основе выявления и мониторинга участков концентрации ДТП / Д. А. Стрижевский, Н. В. Щеголева, И. Г. Шашков, А. В. Кочетков, В. Ю. Задворнов // Грузовик. — 2017. — № 6. — С. 35—41.
17. **Оценка технических рисков** в техническом регулировании дорожного хозяйства / Ю. Э. Васильев, Ш. Н. Валиев, С. В. Ильин, Ю. А. Рюмин, В. В. Талалай, Н. В. Щеголева; под ред. А. В. Кочеткова и Н. Е. Кокодевой. — М.: Изд-во МАДИ, 2017. — 265 с.

ПРЕСС-ТУР

ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

ПРЕЗЕНТАЦИЯ ФЛАГМАНА

"КАМАЗ" принял участие в презентации современных образцов автотехники в рамках конкурса профмастерства, организованного компанией ПАО "Транснефть" в Самарской области.

В качестве статического выставочного образца была продемонстрирована новинка — седельный тягач КАМАЗ-54901, серийное производство которого началось в 2019 г. Специалисты "КАМАЗа" рассказали потенциальным покупателям и гостям о технических параметрах техники, выгодных условиях ее приобретения и предлагаемых компанией программах и услугах.

Седельный тягач КАМАЗ-54901 — это современная магистральная машина, которая является инновационной разработкой компании. Основная область применения этого автомобиля — буксировка полуприцепов по дорогам различного назначения, имеющим твердое покрытие. Он способен выполнять особо сложные задачи, независимо от климатического района.

В стандартную комплектацию КАМАЗ-54901 входит улучшенная комфортабельная кабина

шириной 2500 мм с ровным полом, новый рядный двигатель КАМАЗ Р6 мощностью 450 л. с. и 12-ступенчатая автоматизированная коробка передач ZF Traxon.

КАМАЗ-54901 с принципиально новой кабиной проектировался на основе конструкции Mercedes-Benz Actros. Внешний вид и элементы интерьера получили новый дизайн, но остались функциональными и удобными в пользовании. Салон имеет увеличенные на 200 мм размеры по ширине и абсолютно ровный пол, что позволяет свободно перемещаться по салону в полный рост.

Также среди особенностей новинки можно отметить увеличенный до 1400 л запас топлива, межсервисный интервал до 120 тыс. км, контроль нагрузки на ведущий мост. Техническое состояние автомобиля и его местоположение можно отслеживать через систему спутникового мониторинга и контроля эксплуатации транспортных средств ИТИС-КАМАЗ.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ЛИЗИНГОВАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ ПОВТОРНЫХ КЛИЕНТОВ

Лизинговая компания "КАМАЗ" предлагает программу для повторных клиентов "Старый друг". Согласно предложению, автотехнику КАМАЗ можно приобрести в лизинг с авансом от 10 %, сроком лизинга — до 5 лет, увеличенным до 15 % размером выкупного платежа.

Клиентам, участвующим в программе "Старый друг", предоставляется ряд привилегий: сниженная стоимость финансовой услуги, сокращенный комплект документов. Кроме того, действуют ускоренные сроки рассмотрения заявки и заключения договора, приоритетное их рассмотрение. В программе могут принимать участие лизингополучатели, которые заключили с АО "Лизинговая компания "КАМАЗ" хотя

бы один договор лизинга, и при этом оплатили своевременно более 12 лизинговых платежей (без учета авансового платежа). Предложение распространяется на всю автотехнику КАМАЗ и доступно во всех дилерских центрах автогиганта, представительствах "КАМАЗ-ЛИЗИНГ", а также в центральном офисе.

Особенностью лизинговых операций "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" является предоставление услуг напрямую от производителя ПАО "КАМАЗ". Приобрести в лизинг можно автотранспорт, в том числе с пробегом, спецтехнику и оборудование для сервисных центров "КАМАЗ".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

МЕТАЛЛОПРОКАТ ОТ "СЕВЕРСТАЛИ"

В производстве кабин автомобилей КАМАЗ поколения К5 будет применяться оцинкованный металлопрокат ПАО "Северсталь", одной из крупнейших в мире вертикально-интегрированных сталелитейных и горнодобывающих компаний.

ПАО "Северсталь" выбрано поставщиком оцинкованного металлопроката для производства кабин грузовиков нового поколения, которые выпускаются на совместном предприятии "Даймлер КАМАЗ Рус". Первые испытания были проведены еще в 2016 г. Специалисты изучили свойства материала и дали положительное заключение. Дополнительные испытания функциональных свойств были продолжены в 2018 г., в 2019 г. был получен окончательный ответ, что металлопрокат полностью соответствует высоким стандартам качества "КАМАЗа" и Daimler AG. Оцинкованный металлопрокат будет выпускаться на Череповецком металлургическом комбинате с применением всех современных методов контроля качества.

"Наша обновленная стратегия основана на глубоком понимании потребностей наших клиентов и предоставлении индивидуальных решений для них. С этой целью мы осваиваем новые виды продукции, чтобы заместить импортные анало-

ги, предоставляем сервисные услуги. В результате наших совместных усилий потребители получают качественный отечественный автомобиль", — отметил генеральный директор компании "Северсталь" Александр Шевелев.

В настоящий момент под проекты "КАМАЗа" осуществляются поставки металлопроката из высокопрочных сталей марок для производства лонжеронов (S500MC—S600MC), продолжаются опытные испытания двухфазной феррито-мартенситной горячекатаной травленной стали повышенной прочности марки DP600. Соотношение высокой прочности и низкой текучести, высокого деформационного упрочнения и уровня поглощения энергии столкновения позволяют эффективно применять ее для изготовления деталей автомобиля методом холодной штамповки.

Также с апреля 2019 г. на промышленной площадке "КАМАЗа" начал работу консигнационный склад для хранения череповецкого металла, что позволяет ведущей российской автомобильной компании более гибко подходить к изменению производимого модельного ряда.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

НОВИНКУ ПРОТЕСТИРОВАЛИ В МОСКВЕ

В Москве, на территории автодрома ADM Raceway, состоялся тест-драйв автомобиля КАМАЗ-54901, в котором приняли участие потенциальные потребители и журналисты.

Динамические показы новых грузовиков — это яркое традиционное мероприятие, которое "КАМАЗ" проводит ежегодно в разных регионах России. Благодаря тест-драйвам потенциальные покупатели получают возможность лично оценить все преимущества новинок компании, находясь непосредственно за рулем. В этом году мероприятие вызвало большой ажиотаж, поскольку "КАМАЗ" впервые представил на обзор главную новинку года — уникальный тягач премиум-сег-

мента КАМАЗ-54901. Перед началом динамического показа с участниками пообщались представители Торгово-финансовой компании "КАМАЗ". Они презентовали тягач КАМАЗ-54901, подробно рассказав присутствующим о преимуществах его эксплуатации.

В общей сложности грузовик протестировали более двухсот человек, включая корпоративных клиентов, представителей крупнейших российских транспортных компаний и журналистов ведущих специализированных изданий.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

НОВЫЕ МАРШРУТЫ

В рамках программы обновления автопарка и увеличения числа рейсов на направлениях между Санкт-Петербургом и странами Прибалтики и Финляндией компания Lux Express Group приобрела три новых пассажирских лайнера Scania Irizar i6. Поставку автобусов осуществил официальный дилер Scania "Скания Сервис". Отличительной чертой этих автобусов станет то, что на каждом из них появились изображения городов следования — Таллина, Хельсинки и Риги.

"Мы впервые решили разместить на своих автобусах изображения тех городов, куда направляются наши пассажиры. Путешествие должно быть интересным и полезным, а поездка в автобусе с красивыми изображениями на борту дает туристу еще больше позитивных впечатлений. Это полностью соответствует концепции перевозок Lux Express, — рассказал генеральный директор АО "Евролайнс" (российское представительство Lux Express Group) Райт Реммель. — На этом мы не остановимся. В ближайших планах нанести на несколько автобусов компании изображения Санкт-Петербурга".

Lux Express Group — давний партнер Scania не только в России, но и в странах Европы. На сегодняшний день автобусный парк Группы насчитывает более 100 современных автобусов, оснащенных по последнему слову техники.

"В первую очередь, создавая пассажирский транспорт, Scania ориентируется на безопасность и современные требования к перевозке людей. В автобусах Scania Irizar i6 сделано все для комфортного путешествия на дальние расстояния как для пассажиров, так и для водителя, каждая деталь просчитана до мелочей. Каждый лайнер оснащен экономичным двигателем DC 13 112 мощностью 440 л. с., с механической 12-ступенчатой коробкой передач с автоматическим переключением Opticruise и автоматическим сцеплением. Топливные баки на 820 л обеспечивают большой запас хода. Качество техники — важная составляющая престижа перевозчика, поэтому Scania предлагает лучшее для своих партнеров", — отметил директор департамента продаж автобусов и двигателей ООО "Скания-Русь" Александр Баженов.

Scania Irizar i6 — самые длинные среди автобусов этого класса — почти 15 м. Это позволя-

ет разместить 56 пассажиров с максимальным комфортом. Просторный салон оснащен пассажирскими сидениями с индивидуальными розетками 220 V, встроенными мониторами, на которых в дороге можно смотреть фильмы или слушать музыку. Перевозчик установил новейшие медиасерверы и роутеры, позволяющие увеличить надежность и стабильность работы персональных мультимедийных устройств и сети Wi-Fi. В распоряжении пассажиров аппарат с бесплатными горячими напитками (чай, кофе, какао). Важно, что в салоне появились системы крепления детских кресел Isofix, они располагаются на местах около окна со 2-го по 7-й ряды на стороне водителя. Дополнительно увеличено расстояние между сиденьями на последнем ряду. По правому и левому бортам автобусов в местах багажных отделений, рассчитанных на 13,66 м³, и средней двери теперь расположена LED-подсветка.

Все автобусы были приобретены в лизинг благодаря компании "Скания Лизинг" и обслуживаются у официального дилера Scania. Кроме того, перевозчик активно пользуется дополнительными сервисами Scania по управлению автопарком, такими, как FMS и обучение водителей, которые помогают вести бизнес еще эффективнее.

В настоящее время из Санкт-Петербурга отправляются ежедневные прямые рейсы Lux Express Group в Таллин, Йыхви, Ригу и Хельсинки. Воспользовавшись рейсами Группы из этих городов, пассажиры могут в дальнейшем добраться до Вильнюса, Варшавы или эстонских городов — Пярну и Курессааре, который находится на острове Сааремаа. Всего компания осуществляет 152 отправления в неделю из Санкт-Петербурга по каждому маршруту.

По итогам 2018 г. автобусами Lux Express Group на маршрутах между северной столицей и балтийскими странами воспользовалось 515 тыс. пассажиров, что на 13 % больше показателя за 2017 г. Всего по итогам 2018 г. пассажирами автобусов Lux Express во всех странах присутствия компании стало почти 3 млн человек.

Пресс-служба ООО "Скания-Русь"

ПАМЯТНАЯ ДОСКА — ДЕКАНУ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ФАКУЛЬТЕТА

Директор литейного завода "КАМАЗа" Эдуард Панфилов принял участие в торжественном мероприятии по случаю открытия доски памяти первого декана машиностроительного факультета Набережночелнинского института КФУ, партнера автогиганта в сфере подготовки кадров и других областях.

Первым деканом машиностроительного факультета этого вуза был заслуженный работник высшей школы РФ Алмаз Ахметшин. Почетная миссия открыть мемориальную доску выпала директору литейного завода "КАМАЗа" Эдуарду Панфилову, который представлял когорту выпускников-камазовцев, и директору Набережночелнинского института КФУ Махмуту Ганиеву.

Роль Алмаза Ахметшина в становлении и развитии высшего технического образования в Набережных Челнах огромна. Он руководил машиностроительным факультетом с 1980 по 2012 г., и это был единственный факультет института с дневной формой обучения. Позже, в 1982 г., при его активном участии в КамПИ были созданы еще два дневных факультета: автомеханический — в 1982 г. и экономический — в 1997 г.

Еще одна из значимых инициатив Алмаза Харисовича — внедрение интегрированной системы

подготовки специалистов для предприятий, подразумевающей непосредственное участие работодателя в учебном процессе. Благодаря ее реализации сотни студентов прошли целевую контрактную подготовку и пополнили ряды камазовцев. Всего за время руководства Алмаза Ахметшина машиностроительный факультет подготовил более 5000 специалистов, значительная часть которых работает на заводах и в подразделениях "КАМАЗа".

В разные годы вуз носил разные названия и статусы: с 1980 г. — Камский политехнический институт (КамПИ), с 2001 г. — Камский государственный политехнический институт, в 2005 г. вузу присвоен статус академии, в результате он переименован в Камскую государственную инженерно-экономическую академию (ИНЭКА). В 2012 г. ИНЭКА, объединенная с филиалом КФУ в городе Набережные Челны, вошла в состав Казанского федерального университета. В 2013 г. учебное заведение переименовано в Набережночелнинский институт "Казанский (Приволжский) федеральный университет".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ЦИФРОВЫЕ РЕШЕНИЯ

ПАО "КАМАЗ" станет первым производителем, который установит программное обеспечение от Mail.ru, адаптирующего свои продукты для мультимедийных систем в российских автомобилях.

На борту новой автотехники КАМАЗ в составе бортовой информационной системы (БИС) появится почтовый сервис от Mail.ru. Производство автотехники с такой опцией стартовала осенью 2019 г. В будущем Mail.ru рассматривает возможность адаптации остальных своих сервисов для автомобильного рынка.

БИС КАМАЗ поддерживает все функции обновленной почты Mail.ru. В их числе — система Smart Reply, которая подсказывает варианты

моментальных ответов, основываясь на тексте входящего письма. Удобство "умных ответов", отправляемых одним нажатием, должно особенно понравиться водителям, находящимся в дороге, так как теперь нет необходимости отвлекаться на набор сообщений.

То, что еще недавно казалось невероятным, уже становится привычным: прямо в кабине водителям стал доступен из почты сервис быстрой оплаты штрафов ГИБДД, оплаты мобильной связи, коммунальных услуг или отправки денежных переводов.

"Почта Mail.ru, как онлайн-способ обмена документами и сообщениями, известна и до-

ступна каждому. Мы учли это в нашем решении. Бортовая информационная система (БИС) позволяет водителям следовать намеченному курсу, не скучать в дороге благодаря мультимедиа возможностям (музыка, видео, радио), выходить в Интернет, поддерживать связь с диспетчером и обмениваться документами по почте. БИС интегрирована с системой спутникового мониторинга транспорта ИТИС-КАМАЗ, что позволяет повысить эффективность работы автопарка до 20 %. Это возможно за счет сокращения расходов на топливо, контроля качества вождения, оценки параметров автотехники, а также благодаря оптимизации логистики, в том числе использованию быстрых способов обмена информацией между логистом и водителем в режиме онлайн", — пояснил главный конструктор по инновационным автомобилям ПАО "КАМАЗ" Сергей Назаренко.

"Рабочее место водителя в современном грузовике по уровню комфорта можно сравнить с рабочим местом в офисе. Особенно, когда речь идет о магистральных машинах, водители которых часто проводят весь день за рулем. Сложно представить себе в XXI веке рабочее место без компьютера, а компьютер — без электронной почты. Почта Mail.ru для многих россиян стала сервисом, с которого началось их знакомство с интернетом и вообще с миром технологий. Теперь мы повторяем этот путь, только перед нами уже не стационарный компьютер, а современная мобильная техника. На автомобильном рынке "КАМАЗ" — один из лидеров в части внедрения инноваций, и мы рады, что начинаем это путешествие вместе с ним", — прокомментировал Иван Мыздриков, директор по продукту Почты Mail.ru.

"Развитие мультимедийных устройств и сервисов телематики в грузовом транспорте в конечном счете ведет к оптимизации транспортных расходов и снижению потенциальных убытков. А грузовые автомобили — достаточно большой сегмент рынка. Парк грузовых автомобилей в России составляет более 3,7 млн единиц, среди которых "КАМАЗ" является наиболее популярной, известной маркой в России и значимым игроком в странах СНГ. Будущее, несомненно, в цифровизации грузовых перевозок, это тренд ближайших лет. Особенно приятно, что отечественные производители обращают на IT-технологии большое внимание", — отметил руководитель проекта Авто Mail.ru Иван Юнин.

Интерфейс "автомобильной" почты не отличается от привычной пользователям версии для мобильных устройств. В приложении так же легко настроить несколько почтовых аккаунтов, группировать письма по тематическим категориям, управлять рассылками.

Почта Mail.ru может быть интегрирована в интерактивные платформы большинства транспортных средств. В Mail.ru рассчитывают, что партнерство ведущих IT-компаний с российскими автопроизводителями повысит потребительские свойства автомобилей, улучшит сервис, связанный с ними, что усилит конкурентоспособность отрасли, в том числе и за рубежом. Реализация проектов по цифровизации в области автомобилестроения и повышение престижа отечественных производителей на внутреннем и международном рынках — одна из задач, которую ставит перед собой Mail.ru.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ЭКСПРЕСС-ПРОВЕРКА ЛИЗИНГОПОЛУЧАТЕЛЕЙ

"КАМАЗ-ЛИЗИНГ" напоминает об увеличении лимита финансирования при экспресс-проверке лизингополучателей.

Лимит увеличен до 25 млн руб. для всех клиентов, до 50 млн руб. — для повторно обратившихся, имеющих положительную платежную дисциплину в АО "Лизинговая компания "КАМАЗ" не менее одного года. Специальной опцией могут воспользоваться юридические лица и индивидуальные предприниматели.

"КАМАЗ-ЛИЗИНГ" обновил и сократил перечень запрашиваемых у клиента документов, частично отказался от приема оригиналов документов на бумажных носителях. Кроме того, сегодня клиенты "Лизинговой компании "КАМАЗ" могут воспользоваться системой "Электронный лизинг", которая позволяет значительно ускорить обмен документами между ними и лизинговой компанией.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

КОММУНАЛЬНАЯ ТЕХНИКА ДИЛераМ "ЧЕТРЫ"

Компания "ЧЕТРА" провела рабочую встречу с потенциальными дилерами по направлению коммунальной техники. Мероприятие, приуроченное к возобновлению серийного выпуска ЧЕТРА МКСМ, состоялось на территории завода в Саранске, где в конце августа после перерыва сошли с конвейера первые мини-погрузчики из обновленного модельного ряда.

В ходе экскурсии по заводу участники съезда посетили цеха сборки машин "ЧЕТРА" МКСМ и лично оценили производственные возможности предприятия. Конструктивные изменения, реализованные для улучшения качественных характеристик техники и повышения ее работоспособности, были подробно освещены в рамках семинара, на котором выступили представители производителя — ООО "ПК "Промтрактор" и дистрибьютора — ООО "ЧЕТРА". За круглым столом участники встречи также обсудили вопросы, касающиеся расширения дилерской сети компании по комму-

нальному направлению: принципы маркетинговой политики, вопросы сервисного обслуживания и перспективы дальнейшего сотрудничества.

Прием заявок на отгрузку "ЧЕТРА" МКСМ был временно приостановлен в 2018 году в связи с процедурой реорганизации концерна "Тракторные заводы". Сегодня выпуск мини-погрузчиков под брендом "ЧЕТРА" налажен на производственных площадях саранского завода "Сарэкс" обособленным структурным подразделением ООО "ПК "Промтрактор". Модельный ряд представлен мини-погрузчиками грузоподъемностью 800, 1000 и 1200 кг. Ранее "ЧЕТРА" анонсировала возобновление продаж и ритмичных поставок коммунальной техники, стоимость которой будет в среднем на 40 % ниже зарубежных брендов при полном ее соответствии европейским стандартам качества.

Пресс-служба ООО "ЧЕТРА"

НОВИНКИ ЧЕТРА НА КУБАНИ

Компания "ЧЕТРА" совместно с официальным дилером "Карьерные машины" организовала в Славянске-на-Кубани технический семинар-совещание для мелиоративных, сельскохозяйственных, добывающих и перерабатывающих предприятий, эксплуатирующих промышленную технику "ЧЕТРА" в Краснодарском крае и прилегающих регионах.

Одной из главных тем обсуждения стали технические характеристики техники "ЧЕТРА". Представители предприятий региона сделали свои предложения по возможному улучшению ее моделей, сформированные в процессе эксплуатации. В свою очередь, руководство компании поделилось информацией о конструкторских разработках по модернизации и улучшению, а также перспективах разработки новой техники. Так, в ходе презентации гостям мероприятия была представлена новинка в модельном ряду

ЧЕТРА — бульдозер легкого класса "ЧЕТРА" Т9 с автоматическим переключением передач. После завершения официальной части, участникам встречи были также продемонстрированы возможности бульдозера ЧЕТРА Т-9.01ЯБ-1, поступившего в распоряжение крупнейшего мелиоративного предприятия края.

Техника "ЧЕТРА" находит широкое применение в различных отраслях экономики. В Краснодарском крае и прилегающих регионах одной из основных сфер применения техники "ЧЕТРА" является мелиорация. Так, бульдозеры "ЧЕТРА" Т9, Т11, Т15 задействованы при профилировании и планировке мелиоративных каналов, а также в их очистке, прокладке колонных путей, строительстве водозаборов, дамб и прочих объектов.

Пресс-служба ООО "ЧЕТРА"

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

Сдано в набор 24.10.2019. Подписано в печать 26.12.2019. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

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

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