



Издается
с января 2004 г.

ISSN 2500-0586

Главный редактор журнала
В. И. Лысак — академик РАН,
д-р техн. наук, профессор,
ректор университета

Редакционная коллегия:

И. И. **Артихов** — д.т.н., проф., СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
А. В. **Баранов** — д.ф.-м. н., проф.,
РГУ нефти и газа, г. Москва.
А. Б. **Голованчиков** — д.т.н., проф., ВолгГТУ
А. Е. **Городецкий** — д.т.н., проф., ИПМаш
РАН, г. Санкт-Петербург
А. П. **Дарманиян** — д.т.н., проф., ВГАУ,
г. Волгоград
А. М. **Иванов** — д. т. н., проф.,
МГТУ (МАДИ), г. Москва
В. В. **Коротаев** — д.т.н., проф., ИТМО,
г. Санкт-Петербург
Г. О. **Котиев** — д. т. н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. А. **Львов** — д. т. н., проф., СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
Мертен Клеменс — д. т. н., проф.,
университет г. Штутгарт, Германия
В. А. **Марков** — д. т. н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. В. **Навроцкий** — д.х.н., проф., ВолгГТУ
А. А. **Ревин** — д.т.н., проф., ВолгГТУ
Б. В. **Скворцов** — д.т.н., проф., СГАУ
им. академика С. П. Королева, г. Самара
О. А. **Тишин** — д.т.н., проф., ВолгГТУ
Е. А. **Федянов** — д.т.н., проф., ВолгГТУ
В. М. **Шаповалов** — д.т.н., проф., ВолгГТУ;
В. М. **Шарипов** — д.т.н., проф., МГТУ
(МАМИ), г. Москва
А. Н. **Шилин** — д.т.н., проф., ВолгГТУ

Ответственный секретарь
Ю. В. **Аристова** — доц., к.т.н.

Журнал распространяется
по подписке.
Индекс журнала по каталогу
Агентства «Роспечать»
для Российской Федерации —
94193(ОК+ЭК). По вопросам
подписки обращаться
в издательство.

Тел. издательства ВолгГТУ:
+7 (8442) 24-84-06,
fax: +7 (8442) 24-84-06,
e-mail: otr@vstu.ru

Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт научно-технический журнал

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых
коммуникаций (Роскомнадзор)
ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.

№ 3 (20)
Октябрь
2017

УЧРЕДИТЕЛЬ:
ФГБОУ высшего образования
«Волгоградский государственный технический
университет»
Периодичность: четыре раза в год

Адрес редакции:
РФ, 400005, Волгоград, пр. В.И. Ленина, 28
Гл. редактор: телефон: — (8442) 23-00-76
e-mail: rector@vstu.ru

Отв. секретарь: телефон: — (8442) 24-84-31
e-mail: pahp@vstu.ru

Официальный сайт Учредителя: www.vstu.ru

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Авторское право на журнал в целом принадлежит
Учредителю, на отдельные статьи — сохраняется за авторами

*Перепечатка из журнала «Энерго- и ресурсосбережение:
промышленность и транспорт» категорически запрещена без
оформления договора в соответствии с действующим
законодательством РФ*

*При перепечатке материалов ссылка на журнал «Энерго- и
ресурсосбережение: промышленность и транспорт» обязательна*

Статьи печатаются бесплатно



Published since
January 2004 г.

Energo- i resursosberezhenie: Promyshlennost' i transport (Energy and Resource Saving: Industry and Transport) science-technical journal

ISSN 2500-0586

Journal is registered in the Federal Service for supervision
of communications, information technology and mass media
(Roscommnadzor) registration certificate:
ПН .N° (ФЦ77-64543, registration date: 22 January 2016

Editor-in-chief

V. I. Lysak – Academician of
RAS Academician of RAS,
D. Sc. (Technical), Professor,
Rector of VSTU

Editorial Board:

I. I. Artuchov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU., Saratov
A. V. Baranov – D. Sc. (Physical and Math.),
Prof., Gubkin University, Moscow.
A. B. Golovanchikov – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
A. E. Gorodetskij – D. Sc. (Engineering),
Prof., IPME, St. Petersburg
A. P. Darmanyan – D. Sc. (Engineering),
Prof. VSAU, Volgograd
A. M. Ivanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
MADI, Moscow
V. V. Korotaev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
ITMO University, St. Petersburg
G. O. Kotiev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. A. L'vov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU., Saratov
M. Clemens – D. Sc. (Engineering), Prof.,
University of Stuttgart, Germany
V. A. Markov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. V. Navrotsky – D. Sc. (Chemistry), Prof.,
VSTU, Volgograd
A. A. Revin – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
B. V. Skvortsov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
Samara University, Samara
O. A. Tishin – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
E. A. Fedyanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
V. M. Shapovalov – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
V. M. Sharipov – D. Sc. (Engineering),
Prof., UMeCh, Moscow

Executive Secretary
Yu. V. Arisova – PhD, Associate Prof.

The journal is distributed by subscription.
Index of the journal in the catalogue
of the Agency «Rospechat» for the Russian
Federation – 94193(OK+ЭК).
Concerning subscription turn to the editorial
office.

VSTU Publisher tel.:

+7 (8442) 24-84-06,
fax: +7 (8442) 24-84-06,
e-mail: otr@vstu.ru

© Volgograd State Technical University,
«Energo- e resursosberezhenie: promyshlennost' i transport », 2017

**№ 3 (20)
October
2017**

FOUNDER:

**Federal State Budgetary Educational Institution of Higher
Education «Volgograd State Technical University»**

Periodicity: four times per year

Editorial office address:

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28. Editor-In-Chief:
tel.: +7 (8442) 23-00-76 e-mail: rector @vstu.ru

Executive Secretary: +7 (8442) 24-84-31 e-mail:
pahp@vstu.ru

Official website: www.vstu.ru

Published by the decision of editorial review board of Volgograd State
Technical University

***The copyright for the journal in general belongs to the Founder, for separate
articles – retained by the authors.***

*Reprint from the journal « Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i
transport » is strongly forbidden -without conclusion of an agreement in accordance
with the current legislation of the Russia Federation.*

*When reprint the materials, the citation to the journal «Energo- i
resursosberezhenie: promyshlennost' i transport» is obligatory*

The articles are published for free.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

- | | |
|------------------------|----------------------------|
| Алимов В. А. 44 | Ляшенко М. В. 7, 11 |
| Альсаламех Бальсам 16 | Медведицков С. И. 22 |
| Бабынина Г. М. 22 | Мухидинов Ю. М. 36 |
| Горина В. В. 53 | Мухучев Ш. М. 36 |
| Дзема А. А. 22 | Поздеев А. В. 36 |
| Долотов А. А. 7, 11 | Поротиков А. Л. 28 |
| Железнов Е. И. 28, 32 | Потапов П. В. 7, 11 |
| Железнов Р. Е. 28, 32 | Приходьков К. В. 46 |
| Закожурников С. С. 55 | Рябов И. М. 36, 53 |
| Закожурникова Г. С. 55 | Рязанцев В. И. 16 |
| Захаров Е. А. 44 | Сафаров Э. Г. 44 |
| Кан С. Ю. 46 | Соколов-Добрев Н. С. 7, 11 |
| Клементьев Е. В. 7, 11 | Федянов Е. А. 11, 46, 50 |
| Ларцев А. М. 50 | Чернышов К. В. 36 |
| Левин Ю. В. 46 | Шеховцов В. В. 7, 11 |

AUTHOR INDEX

- Alimov V. A. 44
Alsalameh Balsam 16
Babynina G. M. 22
Chernyshov K. V. 36
Dolotov A. A. 7, 11
Dzioma A. A. 22
Fedyanov E. A. 11, 46, 50
Gorina V. V. 53
Kan S. Y. 46
Klementiev E. V. 7, 11
Lartsev A. M. 50
Levin Y. V. 46
Lyashenko M. V. 7, 11
Medveditskov S. I. 22
Muhidinov Yu. M. 36
Muhuchev Sh. M. 36
Porotikov A. L. 28
Potapov P. V. 7, 11
Pozdeev A. V. 36
Prikhodkov K. V. 46
Ryabov I. M. 36, 53
Ryazantsev V. I. 16
Safarov E. G. 44
Shekhovtsov V. V. 7, 11
Sokolov-Dobrev N. S. 7, 11
Zakharov E. A. 44
Zakozhurnikov S. S. 55
Zakozhurnikova G. S. 55
Zheleznov E. I. 28, 32
Zheleznov R. E. 28, 32

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Соколов-Добрев Н. С., Клементьев Е. В., Долотов А. А.</i>	
Стенд для исследования работоспособности элементов систем поддрессирования машин в условиях сверхнизких температур.....	7
<i>Ляшенко М. В., Федянов Е. А., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Соколов-Добрев Н. С., Клементьев Е. В., Долотов А. А.</i>	
Методика определения параметров режимов стендовых испытаний элементов подвесок машин в условиях сверхнизких температур.....	11
<i>Альсаламех Бальсам, Рязанцев В. И.</i>	
Метод повышения устойчивости движения и плавности хода автомобиля....	16
<i>Медведицков С. И., Бабынина Г. М., Дзема А. А.</i>	
Экспериментальные исследования управляемости легковых автомобилей различной компоновки.....	22
<i>Железнов Е. И., Поротиков А. Л., Железнов Р. Е.</i>	
К оценке тормозных свойств автомобиля и малотоннажного автопоезда.....	28
<i>Железнов Р. Е., Железнов Е. И.</i>	
О выборе жесткости упругой связи звеньев автопоезда.....	32
<i>Рябов И. М., Чернышов К. В., Поздеев А. В., Мухучев Ш. М., Мухидинов Ю. М.</i>	
Методика определения условий и продолжительности отрывов колес автомобиля от дороги.....	36
<i>Захаров Е. А., Алимов В. А., Сафаров Э. Г.</i>	
Исследование температуры и состава отработавших газов ДВС с искровым зажиганием с целью оценки возможности термохимического преобразования топлива в синтез-газ.....	44
<i>Приходьков К. В., Левин Ю. В., Федянов Е. А., Кан С. Ю.</i>	
Межцикловая неидентичность рабочего процесса роторно-поршневого двигателя ванкеля при добавках водорода к основной топливозоудной смеси.....	46
<i>Ларцев А. М., Федянов Е. А.</i>	
О применимости формулы вошни для дизелей воздушного охлаждения большой размерности.....	50
<i>Рябов И. М., Горина В. В.</i>	
Энерго- и ресурсосбережение при использовании новой технологии доставки контейнеров в смешанных перевозках.....	53
<i>Закожурникова Г. С., Закожурников С. С.</i>	
К вопросу об энергоэффективности технологического процесса производства карбида кремния.....	55

CONTENTS

<i>Lyashenko M. V., Shekhovtsov V. V., Potapov P. V., Sokolov-Dobrev N. S., Klementiev E. V., Dolotov A. A.</i>	
TEST BENCH FOR RESEARCH OF OPERABILITY OF VEHICLE SUSPENSIONS ELEMENTS UNDER CONDITIONS OF ULTRA-LOW TEMPERATURES.....	7
<i>Lyashenko M. V., Fedyanov E. A., Shekhovtsov V. V., Potapov P. V., Sokolov-Dobrev N. S., Klementiev E. V., Dolotov A. A.</i>	
METHOD OF DETERMINATION OF OPERATION PARAMETERS OF VEHICLE SUSPENSION ELEMENTS TESTS ON STAND UNDER CONDITIONS OF ULTRA-LOW TEMPERATURES.....	11
<i>Alsalameh Balsam, Ryazantsev V. I.</i>	
A METHOD FOR INCREASING THE STABILITY OF MOTION AND CAR'S RIDE QUALITY.....	16
<i>Medveditskov S. I., Babynina G. M., Dzioma A. A.</i>	
EXPERIMENTAL STUDY OF CONTROLLABILITY OF PASSENGER CARS OF DIFFERENT DESIGN.....	22
<i>Zheleznov E. I., Porotikov A. L., Zheleznov R. E.</i>	
ABOUT THE ASSESSMENT OF BRAKING PROPERTIES OF THE VEHICLE AND A LOW-TONNAGE ROAD TRAIN.....	28
<i>Zheleznov E. I., Zheleznov R. E.</i>	
ABOUT THE SELECTION OF RIGIDITY OF THE ELASTIC COUPLING BETWEEN THE LINKS OF THE ROAD TRAIN.....	32
<i>Ryabov I. M., Chernyshov K. V., Pozdeev A. V., Muhuchev Sh. M., Muhidinov Yu. M.</i>	
THE METHOD OF DETERMINING THE CONDITIONS AND DURATION OF THE BREAKS OF THE WHEELS OF THE CAR OFF THE ROAD.....	36
<i>Zakharov E. A., Alimov V. A., Safarov E. G.</i>	
STUDY OF THE TEMPERATURE AND COMPOSITION OF EXHAUST GASES OF SPARK IGNITION INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH A VIEW TO ASSESSING POSSIBILITIES FOR THERMOCHEMICAL CONVERSION OF FUELS TO SYNGAS.....	44
<i>Prihodkov K. V., Levin Y. V., Fedyanov E. A., Kan S. Y.</i>	
NON-IDENTITY OF THE WORKING PROCESS OF ROTARY-PISTON WANKEL ENGINE AT THE ADDITIVES OF HYDROGEN TO THE MAIN FUEL-AIR MIXTURE.....	46
<i>Lartsev A. M., Fedyanov E. A.</i>	
ABOUT APPLICABILITY OF THE VOSHNI FORMULA FOR AIR COOLING DIESELS OF LARGE DIMENSION.....	50
<i>Ryabov I. M., Gorina V. V.</i>	
ENERGY AND RESOURCE SAVING WHEN USING NEW TECHNOLOGY OF DELIVERY OF CONTAINERS IN MULTIMODAL TRANSPORT.....	53
<i>Zakozhurnikova G. S., Zakozhurnikov S. S.</i>	
ON THE QUESTION OF THE ENERGY EFFICIENCY OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF SILICON CARBIDE PRODUCTION.....	55

УДК 629.114.4-235.004

*М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов,
Н. С. Соколов-Добрев, Е. В. Клементьев, А. А. Долотов*

**СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ МАШИН
В УСЛОВИЯХ СВЕРХНИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР**

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: ts@vstu.ru

В статье рассмотрена конструкция созданного в ВолГТУ стенда для исследования работоспособности элементов систем поддрессирования машин в условиях сверхнизких температур. Стенд позволяет исследовать рабочие процессы гидравлических, пневматических, гидропневматических и других элементов подвесок, выполнять сравнительный анализ их эксплуатационных характеристик и проверку работоспособности их элементов во время эксплуатации при температуре окружающего воздуха до минус 60 градусов. Он включает в себя сервогидравлический испытательный комплекс и теплоизолированную низкотемпературную камеру, в которую помещается испытуемый объект. Для регистрации результатов испытаний используется тензоаппаратура, а также датчики давления и линейных перемещений.

Ключевые слова: стенд, исследование работоспособности, элементы системы поддрессирования, сверхнизкие температуры.

*M. V. Lyashenko, V. V. Shekhovtsov, P. V. Potapov,
N. S. Sokolov-Dobrev, E. V. Klementiev, A. A. Dolotov*

**TEST BENCH FOR RESEARCH OF OPERABILITY
OF VEHICLE SUSPENSIONS ELEMENTS UNDER CONDITIONS
OF ULTRA-LOW TEMPERATURES**

Volgograd State Technical University

This article describes construction of the test bench created in VSTU for research of operability of vehicle suspensions elements in conditions of ultra-low temperatures. The test bench provides study of operation processes of hydraulic, pneumatic, hydropneumatic and other types of suspension elements, performing of comparative analysis of operational characteristics and tests of operability of suspension elements in exploitation at temperature of ambient air down to 60 Celsius. The test bench consists of servo hydraulic test stand and insulated low-temperature chamber for arrangement of test object. Load cell devices, pressure sensors and linear displacement sensors are used for recording of experimental results.

Keywords: test bench, research of operability, suspension elements, ultralow temperature.

Введение

Почти на половине территории России в зимнее время температура может доходить до минус 25–30 градусов, а на 15 % – до минус 45 градусов [1]. При низкой температуре окружающего воздуха изменяются свойства эксплуатационных материалов (масел, топлива, охлаждающих жидкостей), в результате чего создаются неблагоприятные условия для работы основных механизмов. Например, наблюдениями

установлено [2], что при понижении температуры охлаждающей жидкости с 80 до 60 °С износ деталей двигателя увеличивается на 30 %, а при понижении до 40 °С – на 140 %.

Существенное увеличение количества отказов и поломок при работе в условиях низких температур возникает также в системе поддрессирования. В соответствии с современными требованиями, ресурс узлов и агрегатов транспортного средства должен быть не ниже 14000–

16000 моточасов. Тем временем при понижении температуры окружающей среды ускоряется износ трущихся поверхностей, возникающий из-за недостаточной смазки вследствие повышения вязкости смазывающих жидкостей; увеличивается коррозионный износ из-за образования вредных отложений на деталях; повышаются потери на трение; ухудшаются эксплуатационные упруго-демпфирующие свойства деталей и узлов [2], вследствие чего увеличивается общая виброн нагруженность машины, а также увеличивается динамическая нагруженность отдельных узлов и агрегатов; повышается уровень шума, что приводит к ухудшению условий работы водителя-оператора. Совокупность перечисленных факторов приводит к тому, что реальный ресурс машины оказывается ниже нормативного.

Конструкция стенда

Для экспериментального исследования рабочих процессов гидравлических, пневматических, гидропневматических и других видов подвесок, сравнительного анализа их эксплуатационных характеристик, проверки их работоспособности на рабочих режимах нагружения на кафедре «Транспортные машины и двигатели» ВолгГТУ на базе сервогидравлического испытательного комплекса [3] (рис. 1) создан стенд для исследования работоспособности узлов систем поддрессирования машин в разных температурных условиях.



Рис. 1. Общий вид сервогидравлического испытательного комплекса

Для проведения испытаний на стенде разработаны методики определения эксплуатационных характеристик упруго-демпфирующих элементов систем поддрессирования, работающих в широком диапазоне положительных и отрицательных температур, а также, оценки их работоспособности в условиях сверхнизких температур (до -70°C).

Сервогидравлический испытательный комплекс (рис. 1) для определения упруго-демпфирующих свойств механических систем [4, 5, 6] состоит из девяти основных компонентов (рис. 2). Практически все компоненты комплекса соединены между собой линиями связи, представляющими собой основные гидравлические магистрали, дренажные магистрали и электрические кабели. Первые четыре элемента связаны между собой в единую систему и образуют стенд-гидропульсатор.

Сервомикроконтроллер способен задавать различные формы сигнала (синус, треугольник, прямоугольный импульс, случайные процессы и вводимые пользователем профили нагружения); обладает частотой обновления данных по обратной связи до 40 кГц, а также адаптивным управлением с автоматической коррекцией PID-параметров [7, 8, 9, 10, 11].

Стенд-гидропульсатор позволяет [3]:

- проводить высокоточное комплексное экспериментальное исследование элементов механических систем, включающее в себя целый ряд стендовых испытаний, результаты которых позволяют подробно оценить эффективность упруго-демпфирующего элемента на различных режимах его работы;
- задавать и воспроизводить контролируемые импульсные, ударные, профильные, циклические и вибрационные воздействия при различных статических и динамических режимах нагружения, в том числе реальные эксплуатационные нагрузки в широком амплитудном и частотном диапазоне;
- определять оптимальные параметры упругих и демпфирующих элементов систем поддрессирования различных структур.

Виды испытаний, которые возможно проводить на стенде-гидропульсаторе:

- 1) определение статических и динамических упругих характеристик;
- 2) получение рабочих диаграмм упруго-демпфирующих элементов;
- 3) получение амплитудно- и фазо-частотных характеристик;

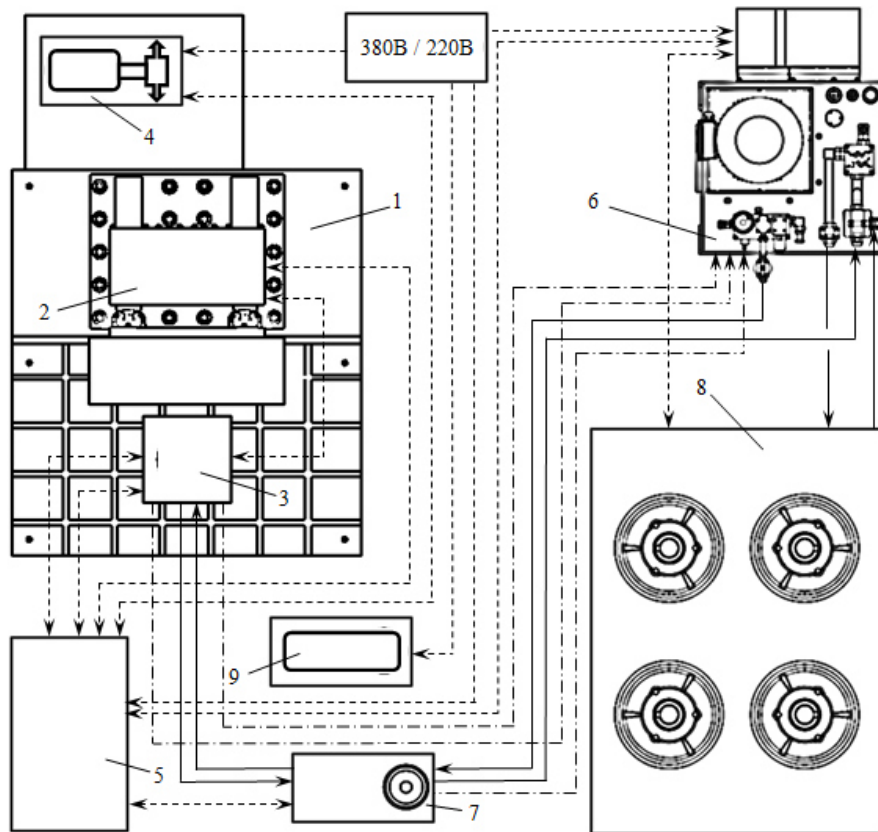


Рис. 2. Схема сервогидравлического испытательного комплекса для определения упруго-демпфирующих свойств механических систем:

1 – горизонтальное силовое основание; 2 – вертикальная силовая рама; 3 – исполнительный гидроцилиндр; 4 – подъемный механизм; 5 – пульт управления; 6 – силовая гидростанция; 7 – гидроаккумулятор; 8 – радиатор воздушного охлаждения; 9 – воздушный компрессор; «сплошные линии» – гидравлические магистрали; «штрихпунктирные линии» – дренажные магистрали; «штриховые линии» – электрические кабели

4) получение спектров виброускорений, виброскоростей и виброперемещений объекта виброзащиты и его элементов при заданных спектрах возмущений;

5) определение характеристик испытуемых элементов при свободных колебаниях подвижной массы;

6) определение влияния режимов нагружения на теплонагруженность испытуемых элементов;

7) определение силы трения трущихся поверхностей испытуемых элементов.

Для определения силы, действующей на испытуемый объект, используется датчик силоизмерительный тензорезисторный АС-06 производства фирмы BiSS (Индия). Датчик имеет прецизионно обработанную конструкцию мембранного типа для обеспечения нечувствительности к боковым нагрузкам. Он устанавливается на нижнюю станину нагрузочной рамы.

Для задания и определения положения исполнительного гидроцилиндра в процессе стен-

довых испытаний применяется датчик линейных перемещений LVDT TransTEK.

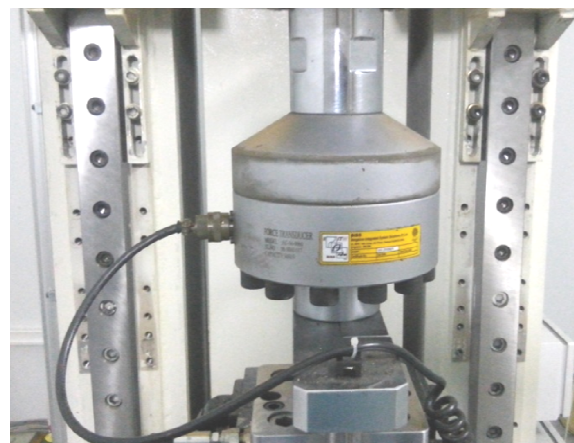


Рис. 3. Общий вид силоизмерительного тензорезисторного датчика, установленного на исполнительный гидроцилиндр стенда-гидропульсатора

При проведении испытаний используется тензометрическая аппаратура – тензостанция ZET 017-T8 и модуль АЦП ЦАП ZET 230 [18].

2. Андреев, Г. А. Как готовят машины к экстремальному холоду Заполярья / Г. А. Андреев // <https://www.drive2.ru/b/2008541/>.

3. Одноопорный вибростенд для испытания систем подпрессоривания. Технический паспорт. – 11 с.

4. Инструкция по сборке и сервисному обслуживанию. Стенд для испытания подвесок. – 28 с.

5. Инструкция по сборке и сервисному обслуживанию. Стенд для испытания подвесок. 65l pm power pack. – 52 с.

6. Инструкция по сборке и сервисному обслуживанию. Стенд для испытания подвесок. 50kN односторонний актуатор. – 17 с.

7. 2370 восьмиканальный контроллер с ЦОП UACE2020. Инструкция по обслуживанию. – 46 с.

8. MTL Program Application. Инструкция к программному обеспечению. – 16 с.

9. VuPoint-V3 Application. Инструкция к программному обеспечению. – 16 с.

10. Test Builder (V3) – Генератор функций. Инструкция. – 25 с.

11. Test Builder Генератор отчетов. Инструкция. – 6 р.

12. Датчик высокого давления общепромышленный PTE5000 [Электронный ресурс] / ООО «КИП-Сервис». –

URL: http://kipservis.ru/datchiki_obscheprom/datchiki-visokogo-davleniya-pte5000.htm.

13. PTE5000: Kavlico Датчики давления [Электронный ресурс] / Kavlico. – URL: <http://www.kavlico.com/kavlico-pressure/pressure-products/thin-film-pressure-sensors/pte5000#grid>.

14. Стенды для испытания и регулировки форсунок дизельных двигателей М-107Э-СR [Электронный ресурс] / Производственное предприятие БОНУС. – URL: <http://bonus-tnvd.ru/katalog/toplivnoe/m-107e-cr.htm>.

15. L7809CV [Электронный ресурс] / ЗАО «ЧИП и ДИП» – Приборы, Радиодетали и Электронные компоненты. – URL: <http://www.chipdip.ru/product/l7809cv/>.

16. Инструкция по тензостанции спектра Zet017-T8 https://file.zetlab.com/ZETLab_setup/ZETLab_old/2013-03-15/Document/Tenzostancija/ZET017-T8-rukovodstvo_po_jekpluatacii.pdf

17. Инструкция по программному обеспечению <https://file.zetlab.com/Document/ZETLAB%20xx/ZET%20xx%20Base.pdf>

18. Инструкция по АЦП-ЦАП <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/moduli-atasp-tsap/atasp-tsap-zet-210/>.

19. Интеллектуальные датчики давления Zetlab <http://www.all-pribors.ru/docs/55763-13.pdf>.

УДК 629.114.4-235.004

*М. В. Ляшенко, Е. А. Федянов, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов,
Н. С. Соколов-Добрев, Е. В. Клементьев, А. А. Долотов*

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСОК МАШИН В УСЛОВИЯХ СВЕРХНИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Волгоградский государственный технический университет
e-mail: ts@vstu.ru

В статье приведено описание методики расчетного определения параметров тепловых потоков при исследовании работоспособности элементов систем подпрессоривания машин в условиях сверхнизких температур на созданном в ВолгГТУ специальном стенде. В качестве хладагента использован твердый диоксид углерода – так называемый «сухой лед». Методика позволяет выполнять оценку необходимого количества сухого льда и динамики охлаждения испытуемого узла в теплоизолированной низкотемпературной камере с конструктивно принятыми параметрами тепловой изоляции, а также выполнять расчет притока теплоты во внутреннее пространство камеры.

Ключевые слова: стенд, элемент системы подпрессоривания, исследование работоспособности, методика расчета, параметры режима работы, сверхнизкие температуры.

*M. V. Lyashenko, E. A. Fedyanov, V. V. Shekhovtsov, P. V. Potapov,
N. S. Sokolov-Dobrev, E. V. Klementiev, A. A. Dolotov*

METHOD OF DETERMINATION OF OPERATION PARAMETERS OF VEHICLE SUSPENSION ELEMENTS TESTS ON STAND UNDER CONDITIONS OF ULTRA-LOW TEMPERATURES

Volgograd State Technical University

This article presents description of the method for estimation of characteristics of heat flows during research of operability of suspension elements under the conditions of ultralow temperature. Mentioned research is performed at the test bench created in VSTU. Solid carbon dioxide (also known as artificial ice) is used as coolant. The method provides evaluation of required quantity of artificial ice and cooling dynamic of test unit in insulated low-temperature chamber with structurally specified parameters of heat insulation. Also the method allows computation of heat intake into chamber volume.

Keywords: test bench, suspension element, research of operability, method of calculation, operation parameters, ultra-low temperature.

Введение

В ВолгГТУ разработана и реализована на практике конструкция стенда [1], позволяющего исследовать рабочие процессы гидравлических, пневматических, гидропневматических и других элементов подвесок колесных и гусеничных машин, выполнять сравнительный анализ их эксплуатационных характеристик и проверку работоспособности элементов во время эксплуатации при температуре окружающего воздуха до минус 60 градусов [2]. В данной статье приводятся основные положения методики расчета параметров режимов испытаний в условиях сверхнизких температур.

Расчет параметров низкотемпературных испытаний

Для оценки необходимого количества сухого льда [3, 4] и динамики охлаждения рессоры в камере с конструктивно принятыми параметрами тепловой изоляции выполнен расчет притока теплоты во внутреннее пространство камеры (рис. 1).

Общий приток теплоты складывается из притока через боковую стенку и торцевые крышки, а также из притока по металлу штока и проушины. Предполагаем, что термическое сопротивление теплоизолированных боковых стенок камеры одинаково по всей высоте, а торцевые крышки передают тепловой поток через поверхность, равную их внешней поверхности. Расчет ведем для стационарного режима с температурой в камере, равной – 60 °С.

Поток теплоты из окружающей среды через стенки в полость камеры находим по известной формуле для теплопередачи через плоскую стенку:

$$Q = \frac{(t_a - t_r)}{\Sigma R_t}, \quad (1)$$

где ΣR_t – суммарное полное термическое сопротивление стенок камеры.

Суммарное полное термическое сопротивление теплопередачи стенок камеры

$$\Sigma R_t = \frac{1}{\alpha_{ex} F_{ex}} + \sum_1^n \frac{\delta_{si}}{\lambda_s F_{si}} + \frac{1}{\alpha_{in} F_{in}}, \quad (2)$$

где α_{ex} , α_{in} – средние коэффициенты теплоотдачи на внешних и внутренних поверхностях стенки камеры; F_{ex} – площадь внешних по-

верхностей камеры; F_{in} – площадь внутренних поверхностей камеры; F_{si} – площади участков стенки с разной толщиной тепловой изоляции; δ_{si} – толщины тепловой изоляции стенок камеры; λ_s – теплопроводность теплоизоляционного материала.

Значение коэффициента теплоотдачи α_{ex} на внешних поверхностях камеры принимаем в соответствии с рекомендациями по выбору значений этого коэффициента для расчета тепловых потерь в жилых и производственных помещениях [3]. При этом берем большее значение этого коэффициента: $\alpha_{ex} = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Осредненное значение коэффициента теплоотдачи α_{in} на внутренних поверхностях камеры определить с высокой точностью достаточно сложно, так как часть теплового потока на внутренних поверхностях отводится через непосредственный контакт этих поверхностей с сухим льдом. Так как в зонах контакта сухого льда с поверхностями камеры идет подвод теплоты и, соответственно, происходит возгонка сухого льда, то можно принять, что отвод теплоты от внутренних поверхностей идет за счет теплопроводности в газовой среде, контактирующей со стенкой. При этом свободное движение воздуха и паров углекислоты во внутреннем пространстве камеры почти отсутствует, так как наиболее холодная область во внутреннем пространстве находится в нижней части камеры. Учитывая, что значительная часть поверхности стенки внутри камеры контактирует с сухим льдом, можно считать, что температура поверхности близка к температуре сухого льда. Примем осредненную температуру на внутренней поверхности стенки камеры равной – 60 °С. Тепловой поток через стенки в камеру в этом случае будем определять исходя из того, что на внутренней поверхности заданы граничные условия первого рода:

$$Q = \frac{(t_a - t_{w2})}{\frac{1}{\alpha_{ex} F_{ex}} + \sum_1^n \frac{\delta_{si}}{\lambda_s F_{si}}}, \quad (3)$$

где t_{w2} – температура на внутренней поверхности стенки камеры.

Термическое сопротивление теплоотдачи на внешней поверхности камеры:

$$R_{\alpha_{ex}} = \frac{1}{\alpha_{ex} F_{ex}} = \frac{1}{15 \cdot 2 [(0,3 \cdot 0,59) + (0,4 \cdot 0,59) + (0,3 \cdot 0,4)]} = 0,0625 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопроводности пенопропилену принимаем, согласно справочным дан-

ным, $\lambda = 0,03$ Вт/(м·К). Термическое сопротивление теплопроводности стенок:

$$R_{i\lambda} = \sum_1^n \frac{\delta_{si}}{\lambda_s F_{si}} = \frac{0,1 + 0,09}{0,03 \cdot 0,3 \cdot 0,5} + \frac{0,05 + 0,05}{0,03 \cdot 0,11 \cdot 0,5} = 102,8 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Как видно, термическим сопротивлением теплоотдачи по сравнению с термическим сопротивлением изоляции можно пренебречь. С учетом последнего получаем:

$$Q = \frac{t_a - t_{w2}}{R_{i\lambda}} = \frac{20 - (-60)}{102,8} = 0,778 \text{ Вт}.$$

Пневмогидравлическая рессора (ПГР) контактирует с окружающей средой частью поверхности удлинителя штока и стержня проушины, проходящих через соответственно нижнюю верхнюю торцевые стенки камеры и связывающих рессору с испытательным стендом (рис. 1).

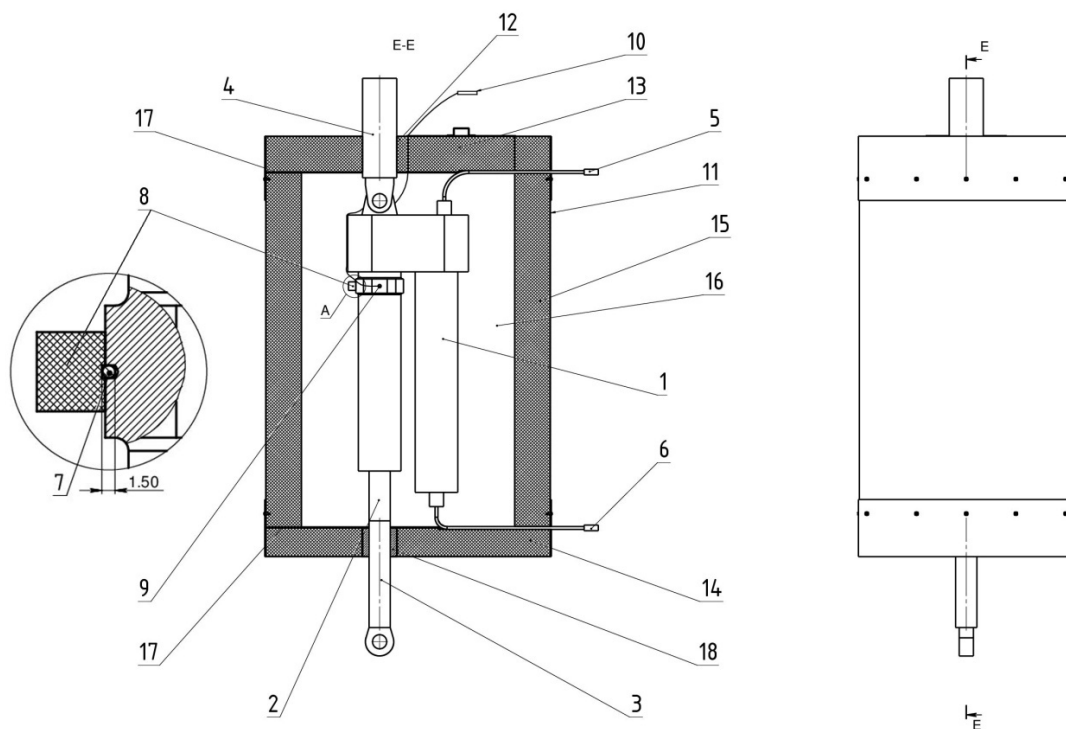


Рис. 1. Схема низкотемпературной камеры:

1 – ПГР; 2 – шток ПГР; 3 – удлинитель штока; 4 – удлинитель проушины; 5 – датчик давления жидкости с трубкой (ДДжл); 6 – датчик давления газа с трубкой (ДДкр); 7 – термодатчик, внедренная в тело ПГР и определяющая температуру ПГР; 8 – теплоизолятор внедренной термодатчика; 9 – термодатчик, определяющая температуру среды в полости низкотемпературной камеры; 10 – выводы сигнальных проводов термодатчиков; 11 – корпус низкотемпературной камеры; 12 – верхняя крышка; 13 – лючок, для загрузки хладагента; 14 – нижняя крышка; 15 – теплоизолятор; 16 – полость для хладагента; 17 – уплотнитель корпуса по стыкам с крышками; 18 – уплотнитель штока

Для указанной выше конструкции достаточно точные значения тепловых потоков из окружающей среды можно найти только путем детального моделирования процессов теплопроводности и теплоотдачи, однако примерную оценку этих тепловых потоков можно получить, рассматривая ребра как длинные стержни постоянного сечения и рассматривая обратную задачу, то есть задачу рассеивания теплоты с поверхности стержня в окружающую среду [4]. Тепловой поток, рассеиваемый стержнем конечной длины,

$$Q_b = \vartheta \lambda_s \varphi S_c \operatorname{th}(\varphi L), \quad (4)$$

где ϑ – избыточная температура в основании стержня; λ_s – теплопроводность материала стержня; S_c – площадь поперечного сечения стержня; L – длина стержня; φ – параметр, учитывающий геометрию стержня и соотношение термических сопротивлений теплопроводности и теплоотдачи. Параметр $\varphi = \sqrt{\alpha_{ex} \cdot \Pi / (\lambda_s \cdot S_c)}$, где Π – периметр поперечного сечения стержня. Теплопроводность материала стержней (легированная сталь) принимаем [4] равной 20 Вт/(м·К).

Для верхнего стержня

$$\varphi = \sqrt{\alpha_{ex} \cdot \Pi / (\lambda_s \cdot S_c)} = \sqrt{15 \cdot 3,14 \cdot 0,03 / (20 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,03 / 4)} = 10 \text{ м}^{-1}$$

и

$$Q_b = 9\lambda_s \varphi S_c \text{th}(\varphi L) = 80 \cdot 20 \cdot 10 \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \text{th}(10 \cdot 0,12) = 9,49 \text{ Вт.}$$

Для нижнего стержня

$$\varphi = \sqrt{\alpha_{ex} \cdot \Pi / (\lambda_s \cdot S_c)} = \sqrt{15 \cdot 3,14 \cdot 0,048 / (20 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,048 / 4)} = 7,9 \text{ м}^{-1}$$

и

$$Q_b = 9\lambda_s \varphi S_c \text{th}(\varphi L) = 80 \cdot 20 \cdot 7,9 \frac{3,14 \cdot 0,048^2}{4} \text{th}(7,9 \cdot 0,05) = 13,65 \text{ Вт.}$$

Суммарный приток теплоты в камеру через ее ограждения и через штоки рессоры составля-ет 24 Вт.

Для поддержания в камере температуры – 60 °С необходимо компенсировать приток теплоты ее поглощением при сублимации сухого льда. Так как каждый грамм сухого льда при сублимации поглощает 590 Дж теплоты, то для поддержания заданной температуры требуется расходовать примерно 150 г сухого льда в час:

$$m_{\text{co}_2} = \frac{24}{590} \cdot 3600 = 146 \text{ г/ч.}$$

Для определения расхода сухого льда на одно испытание при низкой температуре определяем его количество, которое требуется для понижения температуры воздуха в камере и температуры рессоры от 20 °С до – 60 °С. Масса металла рессоры составляет примерно 12 кг, масса масла в рессоре – примерно 0,65 кг. Теплоемкость металла принимаем [4] равной 0,5 кДж/(кг·К). Теплоемкость масла $c_l = 1,5$ кДж/(кг·К).

Количество теплоты, которое требуется отвести

$$Q_r = (m_s c_s + m_l c_l)(t_0 - t_r) = (12 \cdot 0,5 + 0,65 \cdot 1,5) \cdot (20 - (-60)) = 558 \text{ кДж.}$$

Примерно 0,95 кг сухого льда должно перейти в газовую фазу для поглощения количества теплоты $Q_r = 558$ кДж.

Оценку неравномерности температурного поля проводим для стадии прогрева испытуемого образца после ее переохлаждения до температуры, близкой к равновесной температуре сухого льда (–70 °С) и удаления сухого льда из низкотемпературной камеры. Для оценки степени неравномерности температурного поля в металле образца определяем значение числа Bi , принимая в качестве определяющего размера толщину стенки цилиндра. Значение

коэффициента теплоотдачи по наружной поверхности цилиндра находим из уравнения подобия для случая естественной конвекции около вертикальной стенки.

Среднюю температуру воздуха в камере за период прогрева рессоры до температуры на ее поверхности – 60 °С принимаем равной – 35 °С. При температуре воздуха – 35 °С его кинематическая вязкость равна $\nu_a = 10,42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а теплопроводность $\lambda_a = 0,0216 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [2]. Коэффициент температурного расширения для воздуха $\beta_a = 0,00366 \text{ 1/К}$. Определяющий размер – высота рессоры $L_r = 460 \text{ мм}$. Толщина стенки цилиндра $\delta_s \approx 8 \text{ мм}$. При таких исходных данных находим произведение числа Грасгофа на число Прандтля:

$$\begin{aligned} Gr \cdot Pr &= \frac{g \cdot \beta_a \cdot \delta_s^3 \cdot \Delta T}{\nu_a^2} Pr = \\ &= \frac{9,81 \cdot 0,00366 \cdot 0,460^3 \cdot (-35 - (-60))}{(10,42 \cdot 10^{-6})^2} = 0,725 \approx \\ &\approx 2,33 \cdot 10^7. \end{aligned}$$

При таком значении комплекса $Gr \cdot Pr$ уравнение подобия для определения коэффициента конвективной теплоотдачи при свободной конвекции вдоль вертикальной стенки [3]

$$Nu = 0,6 (Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_a}{Pr_r} \right)^{0,25} \quad (5)$$

Для воздуха отношение чисел Прандтля [3], взятых по температуре воздуха и по температуре стенки, практически равно единице. С учетом этого

$$Nu = 0,6 (Gr \cdot Pr)^{0,25} = 0,6 (2,33 \cdot 10^7)^{0,25} = 41,7.$$

Коэффициент теплоотдачи на поверхности рессоры

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{L_r} = \frac{41,7 \cdot 0,0216}{0,460} \approx 2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Значение числа Bi будет:

$$Bi = \frac{\alpha_r \delta_r}{\lambda_s} = \frac{2 \cdot 0,09}{20} = 0,009.$$

Так как полученное значение числа Bi меньше 0,1, то можно утверждать, что стальная стенка цилиндра рессоры будет прогреваться равномерно по всей своей толщине.

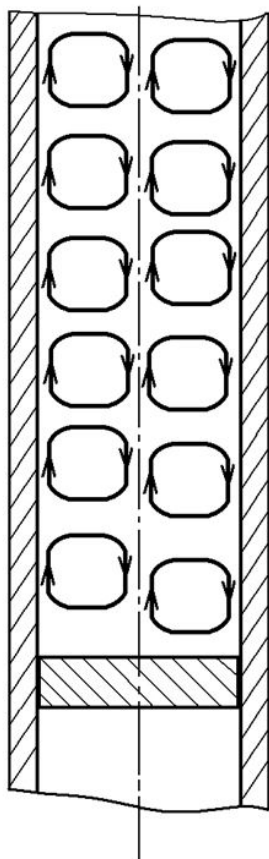


Рис. 2. Примерная схема циркуляции масла

Масло, находящееся в гидравлической полости цилиндра испытуемого образца, также будет прогреваться относительно равномерно, так как в этом пространстве перенос теплоты будет идти не только теплопроводностью, но

и в результате циркуляции масла. Примерный вид циркуляционных потоков показан на рис. 2. Интенсивность циркуляции будет слабой, так как, во-первых, эта циркуляция идет в стесненном пространстве и, во-вторых, масло при низких температурах имеет высокую вязкость. Выравниванию температуры по объему масла способствует также то, что с понижением температуры теплопроводность минеральных масел растет.

Перепад температур между стенкой цилиндра и маслом будет определяться термическим сопротивлением теплоотдачи к маслу. Надежных данных о величине коэффициента теплоотдачи в рассматриваемых условиях нет, недостаточно данных о физических свойствах масла МГЕ-10А вблизи границы фазового перехода в твердое состояние. Однако с учетом всех условий прогрева масла, включая геометрию полости, заполненной маслом, можно предполагать, что температура масла будет отличаться от температуры корпуса рессоры не более чем на 3°C.

Выводы

Для выполнения стендовых исследований рабочего процесса ПГР в условиях сверхнизких температур создана методика расчетного определения параметров тепловых потоков в теплоизолированной низкотемпературной камере, в которую помещается испытуемый объект.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Одноопорный вибростенд для испытания систем подпрессоривания. Технический паспорт. – 11 с.
2. Попова, О. Н. Климатологическая характеристика Кольского Заполярья / О. Н. Попова, Ю. Ф. Щербина // Экология человека. – 2012. – № 5. – 7 с.
3. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
4. Теплотехнический справочник. Т. 1 / Под ред. Юренина В. Н. и Лебедева П. Д.. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1975. – 743 с.

УДК: 629.3.017

*Альсаламех Бальсам, В. И. Рязанцев***МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
И ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ*****Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана**

(e-mail: ryyazantsev1@yandex.ru)

При движении автомобиля процессы колебаний колес в системе поддрессирования могут вызывать снижение устойчивости автомобиля вплоть до ее потери. Это определяется появлением ситуаций, когда вертикальная сила взаимодействия дороги с автомобильным колесом существенно ослабевает, в отдельных моментах становится нулевой. Это характерно при колебаниях колес на резонансной частоте. Метод управления вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля при движении автомобиля по периодическим неровностям позволяет стабилизировать упомянутую силу и тем самым обеспечить повышение устойчивости движения автомобиля. Рассматриваемый метод обладает еще одним важным качеством. Кроме решения своей основной задачи – повышения устойчивости движения автомобиля этот метод одновременно снижает вертикальные и продольные угловые колебания кузова автомобиля, повышая тем самым его плавность хода. Некоторое негативное следствие применения такого управления заключается в незначительном снижении плавности хода автомобиля, что связано с небольшим увеличением амплитуды колебаний кузова автомобиля на частоте собственных колебаний колес. Этот факт можно рассматривать как плату за повышение устойчивости автомобиля. Новая система активной безопасности – система стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля при движении по периодическому профилю, способна решать две задачи. Это задача стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса и задача снижения колебаний кузова автомобиля. Вышеизложенное позволяет считать новую систему активной безопасности перспективной.

Ключевые слова: активная подвеска, устойчивость движения автомобиля, плавность хода автомобиля, вертикальные реакции дороги на колеса.

*Alsalameh Balsam, V. I. Ryazantsev***A METHOD FOR INCREASING THE STABILITY
OF MOTION AND CAR'S RIDE QUALITY****Bauman Moscow State Technical University**

During the movement of the car, its vertical oscillations can cause reduced vehicle stability right up to its loss. This is determined by the emergence of moments when the vertical force of interaction of the road with the wheels is substantially weakened, in some moments become zero. This is evident in the oscillations of the wheels at the resonant frequency. New Method proposed to control of the vertical reactions of the road on the wheels when the vehicle is moving on a periodic irregularities, which allows to stabilize the mentioned verticals forces, and thus to improve the stability of the vehicle. This method has another important quality. Apart from solving its main task – improving the stability of the vehicle this method reduces both the vertical and longitudinal angular vibrations of the car body, thereby improving its ride quality. A negative consequence of the application of such method of control lies in a slight decrease in the ride quality of the car, which is associated with a small increase in the vibration amplitude of the vehicle body at the resonant oscillation of its wheels. This fact can be considered as a fee for increasing the stability of the vehicle. New active safety system—the stabilization system of the vertical reactions of the road on the wheels when driving on a periodic profile, is able to solve next two problems, first one is the problem of stabilization of vertical reactions of the road on the wheel and the second one is the challenge of reducing vibrations of a car body. The results mentioned above allow considering a new system of active safety perspective.

Keywords: active suspension, the stability of the car, ride quality, the vertical reactions of the road on the wheels.

1. Введение

Современные автомобили оборудуются многочисленными системами активной безопасности, из которых наиболее распространенными являются такие системы, как антиблокировочная система, системы курсовой устойчивости, усилители руля и тормозов и т. д. Обращаясь к теме колебаний в системе поддрессирования автомобиля, на сегодняшний день можно кон-

статировать, что основной вопрос, связанный с безопасностью движения автомобиля, – вопрос о снижении колебаний поддрессированной массы. Исследованиям колебаний в системах поддрессирования автомобилей посвящено множество работ российских и зарубежных авторов [1–5]. В последние годы появляется все больше работ, посвященных автоматизированным системам поддрессирования, которые по существу

© Альсаламех Бальсам, Рязанцев В. И., 2017

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 11-38-07/15 от 29.07.2015 г. между ПАО «КАМАЗ» и «Московским государственным машиностроительным университетом (МАМИ)»

являются системами активной безопасности [6–14]. Развитие этих систем идет по пути обеспечения повышения плавности хода автомобиля. Новые методы предлагают новые решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля. Одним из таких методов является представляемый в этой статье метод управления вертикальными силами, действующими от дороги на колеса автомобиля.

2. Постановка задачи

Система управления стабилизацией вертикальных реакций дороги на колеса при движении автомобиля по периодическим неровностям схематично представлена на рис. 1.

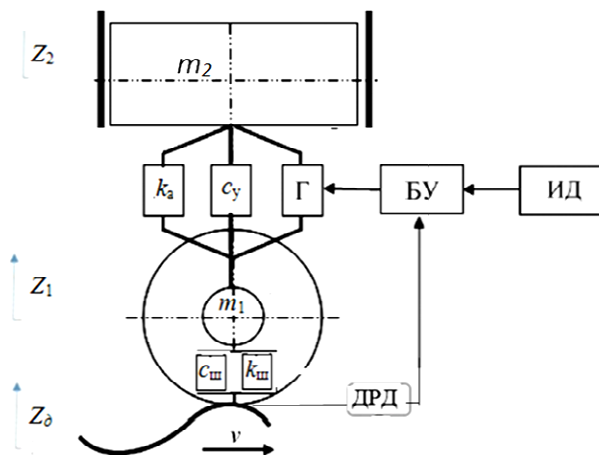


Рис. 1. Схема управления вертикальными силами, действующими от колеса на дорогу при движении автомобиля по периодическому профилю. На схеме:

m_1 , m_2 – неподдресоренная и поддресоренная массы; c_y – жесткость упругого элемента подвески; k_a – коэффициент сопротивления амортизатора; Γ – актюатор (например, гидроцилиндр); c_m – радиальная жесткость шины; k_m – коэффициент неупругого сопротивления шины; БУ – блок управления; ДРД – датчик радиальной деформации шины; ИД – источник давления

Эта система характерна включением в традиционную структуру подвески автомобиля дополнительного элемента – исполнительного механизма (актюатора) в виде, например, гидроцилиндра или электромагнитного актюатора. Отличие рассматриваемой системы от известных заключается в использовании в системе управления актюатором датчика вертикальной силы, с которой колесо взаимодействует с дорогой. Опосредованно эту силу можно представить через радиальную деформацию колеса (или через динамический радиус колеса), или через отклонение давления в шине.

3. Анализ работы системы управления вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля при движении по периодическим неровностям

Естественным вопросом в связи с предлагаемым методом управления подвеской с целью стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо является вопрос о влиянии работы автоматического управления на плавность хода автомобиля. На примере динамической двухмассовой модели подвески покажем эффект одновременного управления колебаниями вертикальной реакции дороги на колесо и вертикальными колебаниями элемента, имитирующего движения кузова. Представленные результаты моделирования помогают ответить на этот вопрос. На рис. 2 можно видеть вертикальные колебания поддресоренной массы и колебания вертикальной реакции дороги на колесо в подвеске с управлением в интервале времени (0–5 с) и без управления – в интервале (5–10 с) при движении по профилю дороги, возмущающему исследуемую систему с частотой ≈ 8 гц (собственная частота колебаний колес).

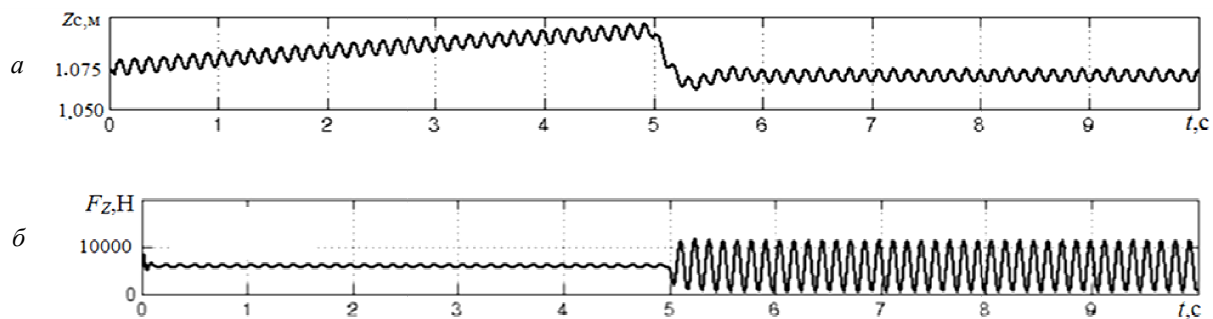


Рис. 2. Вертикальные колебания поддресоренной массы (а) и колебания вертикальной реакции дороги на колесо (б) в подвеске с управлением в интервале времени (0–5 с) и без управления – в интервале (5–10 с) при движении по профилю дороги, возмущающему исследуемую систему с частотой ≈ 8 гц (собственная частота колебаний колес)

Сравнивая колебания значений вертикальной реакции колес в подвеске без управления и

с управлением, следует отметить, что хорошо видна способность системы эффективно стаби-

лизировать вертикальную реакцию дороги. Так, если амплитуда колебаний упомянутой реакции на частоте собственных колебаний колес в системе без управления достигала 6000 Н, то в системе с управлением эта амплитуда не превышала 500 Н, т. е. во втором случае она была более, чем в 12 раз меньше, чем в первом. За счет исключения очень малых значений вертикальных реакций устойчивость движения автомобиля повышается.

Относительно небольшое неудобство возникает в связи с появлением более интенсивных колебаний кузова на частоте резонанса колес. С введением в работу системы управления вертикальными реакциями амплитуда колебаний корпуса на частоте собственных колебаний колес увеличивается на 20 % до 2,50 мм, что формально ухудшает плавность хода. Это является платой за повышение устойчивости движения автомобиля. При работе рассматриваемой системы управления немного, примерно на 2 см, увеличивается высота центра тяжести кузова.

Оценку энергетической эффективности процесса управления стабилизацией вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля можно сделать, рассматривая результаты моделирования, в которых представлены такие параметры процессов управления, как мгновенные P_i и средние P_m мощности привода управления.

Затраты энергии в приводе управления находятся в зависимости от параметров регулятора, который определяет степень стабилизации вертикальных реакций. В приведенном расчете при принятых значениях ПИД-регулятора мгновенные значения мощности управляющего гидроцилиндра на уровне 8000 Вт. Средние значения мощности привода не превышали 4000 Вт. Управляющая сила – в пределах 6000 Н. В этом случае достигается значительная стабилизация вертикальной реакции колеса, которую можно считать избыточной. Возможно обойтись и меньшим уровнем стабилизации, что потребует, соответственно, и меньших энергетических затрат.

Отметим факт, что в некоторые моменты времени мощность привода оказывается формально отрицательной (рис. 3). Это означает, что привод не передает энергию от насоса к управляющему цилиндру. Привод передает энергию в противоположном направлении, как бы появляется передача приводом отрицательной энергии. В приведенном примере при управлении стабилизацией вертикальных реакций величина средней мощности передаваемой из актюатора в гидросистему очень мала по сравнению с положительной мощностью, обеспечиваемой подводом энергии от источника давления. Величины упомянутых мощностей зависят от алгоритма управления приводом.

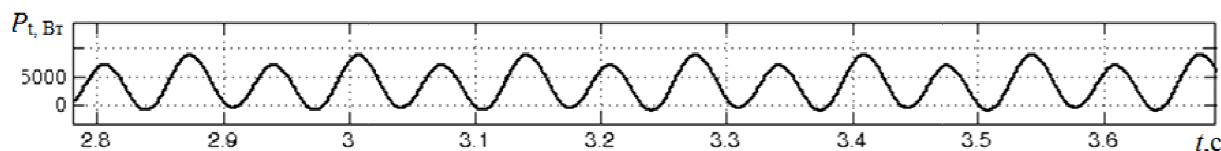


Рис. 3. Диаграмма изменения мгновенной мощности привода системы управления вертикальными реакциями дороги на колесо в случае движения по периодическому профилю дороги, с частотой воздействия на автомобиль 8 Гц

Далее рассмотрим влияние применения системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колебания поддрессоренной массы при кинематическом возбуждении системы поддрессирования на частоте 1 Гц.

На рис. 4 представлены диаграммы, полученные при моделировании колебаний поддрессоренной массы в условиях действия резонансной частоты (собственной частоты колебаний поддрессоренной массы) для управляемой подвески в интервале 0–5 с и для неуправляемой в интервале 5–10 с.

Сравнивая колебания в подвеске без управления и с управлением следует отметить, что вполне очевидна способность системы эффективно стабилизировать вертикальную реакцию дороги при возбуждении подвески частотой,

близкой к собственной частоте колебаний кузова. Так, если размах колебаний значений вертикальной реакции колес в системе без управления достигал почти 4.000 Н, то в системе с управлением этот размах не превышал 30 Н. Амплитуда резонансных колебаний кузова снижается с 0,15 м до 0,025 м, т. е. почти в 6 раз. Таким образом, анализ диаграмм позволяет видеть, что вместе с решением вопроса о стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля, попутно, получаем эффект снижения колебаний поддрессоренной массы на ее резонансной частоте. Средняя мощность привода управления в этом случае составляет 600 Вт. Максимальная мгновенная мощность 1000 Вт, максимальное усилие управляющего элемента 3000 Н.

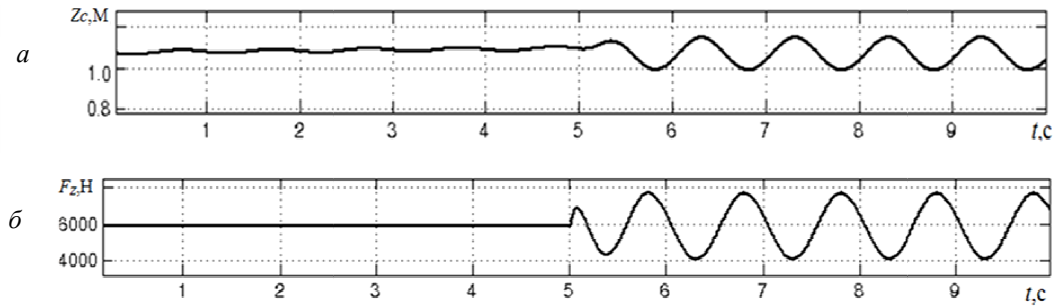


Рис. 4. Вертикальные колебания поддрессоренной массы (а) и колебания вертикальной реакции дороги на колесо (б) в подвеске с управлением в интервале времени (0–5 с) и без управления – в интервале (5–10 с) при движении по профилю дороги, возмущающему исследуемую систему с частотой 1 Гц

Расчет также показывает, что при воздействии профиля, содержащего две гармонические составляющие с собственными частотами поддрессоренной и неподдрессоренной масс, стабилизация вертикальных реакций также дает воз-

можность одновременного снижения колебаний вертикальной реакции и резонансных вертикальных колебаний поддрессоренной массы, что подтверждается результатами произведенных расчетов, представленными на рис. 5.

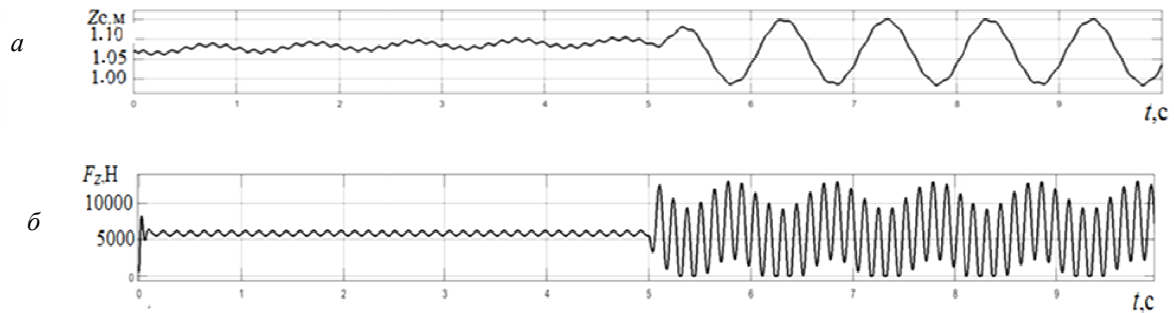


Рис. 5. Вертикальные колебания поддрессоренной массы (а) и колебания вертикальной реакции дороги на колесо (б) в подвеске с управлением в интервале времени (0–5 с) и без управления – в интервале (5–10 с) при движении по профилю дороги, возмущающему исследуемую систему с частотами 1 Гц и 10 Гц одновременно

Для решения вопроса о влиянии работы системы стабилизации вертикальных реакций дороги на продольные угловые колебания поддрессоренной массы были реализованы расчеты

процессов на базе динамической модели системы поддрессирования автомобиля, выполненной по так называемой плоской «велосипедной» схеме, рис. 6.

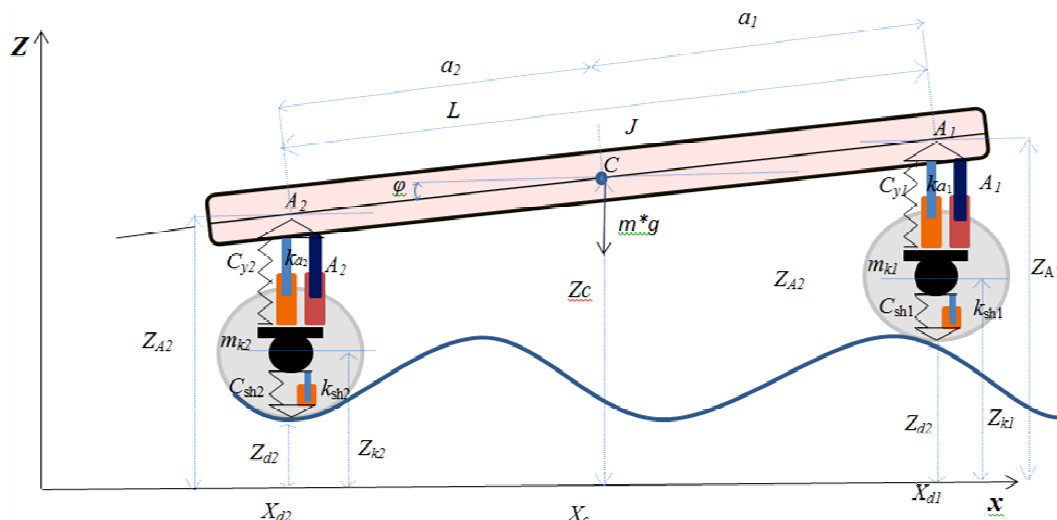


Рис. 6. Расчетная схема динамической модели системы поддрессирования автомобиля:

m, m_{k1}, m_{k2} – поддрессоренная и неподдрессоренные массы; c_{r1}, c_{r2} – жесткости упругих элементов подвески; k_{a1}, k_{a2} – коэффициенты сопротивления амортизаторов; A_1, A_2 – актуаторы (например, гидроцилиндр); c_{sh1}, c_{sh2} – радиальные жесткости шин; k_{sh1}, k_{sh2} – коэффициенты неупругого сопротивления шин; J – момент инерции поддрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести C автомобиля; z_d – вертикальная координата профиля дороги; ϕ – угол тангажа автомобиля

Использование предлагаемого метода управления вертикальными реакциями позволяет одновременно со стабилизацией последних осуществить снижение продольных угловых колебаний кузова. Это демонстрирует диаграмма на рис. 7. Она получена при моделировании движения автомобиля по периодическому профилю, когда база автомобиля равна $0,5 \cdot \lambda$, где λ – длина волны синусоидальной периодической неровности на дороге с амплитудой дорожного профиля 0,05 м. Частота возмущения здесь 1 Гц. Мы видим, что амплитуда продольных угловых колебаний кузова автомо-

биля при использовании предлагаемого управления подвеской уменьшается на порядок, амплитуда угловых колебаний в этом случае не превышает значения 0,2 градуса. Размах вертикальной реакции дороги в режиме управления составляет 12 Н против 4000 Н в неуправляемом режиме.

Рассматривая энергетическую сторону вопроса, находим, что средняя мощность, затрачиваемая на управление подвеской, составляет 650 Вт, максимальная мгновенная мощность – 2000 Вт, а максимальная амплитуда силы на управляющем элементе – 3000 Н.

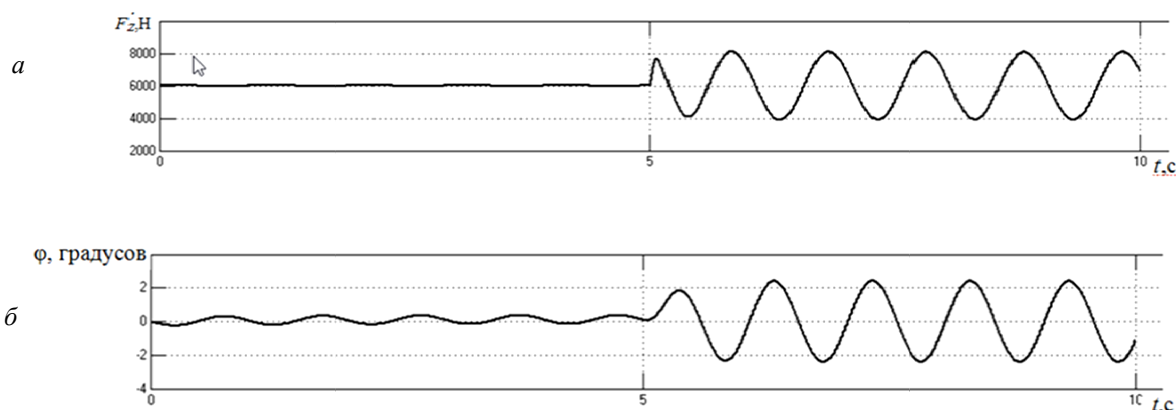


Рис. 7. Колебания вертикальной реакции дороги на колесо (а) и продольного угла (тангажа) автомобиля (б) при работающей (0–5 с) и неработающей (5–10 с) системе стабилизации вертикальных реакций в случае движения по периодическому профилю дороги, с частотой воздействия на автомобиль 1 Гц

На рис. 8 представлены процессы изменения управляющей силы, развиваемой актюатором, и его мгновенной мощности.

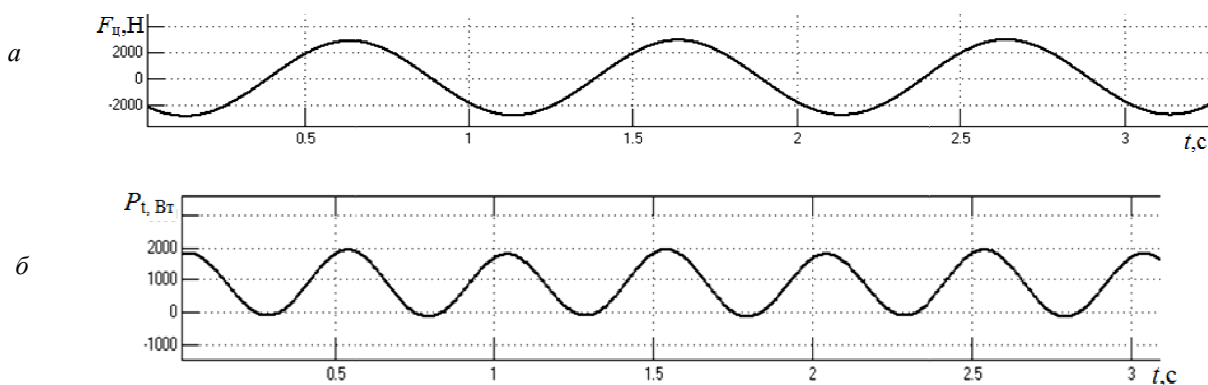


Рис. 8. Управляющая сила (а) и мгновенная (текущая) мощность (б) актюатора в случае движения по периодическому профилю дороги с частотой воздействия на автомобиль 1 Гц

Отметим некоторые особенности формирования усилий в управляющем элементе. Рассматривая диаграмму мгновенной мощности, обратим внимание на то, что частота колебаний мгновенной мощности в два раза выше частоты колебаний, задаваемой дорогой. Если положительность мощности определяется совпадением

направления перемещения поршня гидроцилиндра и силы, приложенной к нему и создаваемой гидроприводом системы управления, то отрицательная мощность получается при несовпадении направлений действия упомянутой силы и скорости того же поршня. На диаграмме видно, что всплески положительной мощности

происходят два раза за период вынужденных колебаний, провоцируемых дорогой. Положительная мощность – это мощность, которую должен развивать применяемый привод (актюатор), что требует расходования энергии. Что касается отрицательной мощности, то ее проявление связано с работой сил трения, когда гидропривод работает в режиме амортизатора. В этом случае за счет механической энергии колебаний системы поддрессоривания происходит выталкивание жидкости через клапана. Положительная мощность образуется при нарастании объема жидкости в полости нагнетания ее насосом. Отрицательная мощность образуется при уменьшении объема жидкости в полости, в которой создается сопротивление. Энергия, которая характеризуется отрицательной мощностью, может быть рекуперирована, например, при применении электромеханического привода. Это способствует повышению энергоэффективности предлагаемого метода.

Можно сравнить представленные выше энергетические затраты с энергетическими затратами при использовании метода управления

подвеской на базе сигналов датчиков продольного угла. Результаты моделирования колебаний с таким управлением показывают, что энергоэффективность примененных способов управления практически одинакова.

Представляет интерес работа системы управления вертикальными реакциями дороги на колесо в присутствии двух гармонических составляющих в возбуждении от дороги с частотами, соответствующими собственным колебаниям кузова автомобиля и колес. Результаты моделирования движения автомобиля в этих условиях показывают, что предлагаемая система управления подвеской успешно справляется с задачами стабилизации колебаний вертикальных реакций дороги на колесо автомобиля на частоте собственных колебаний колеса и стабилизации продольных угловых колебаний кузова на его резонансной частоте. На рис. 9 представлены кривые изменения вертикальных реакций колес и угловых колебаний кузова в продольной вертикальной плоскости при управлении и при отсутствии управления вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля.

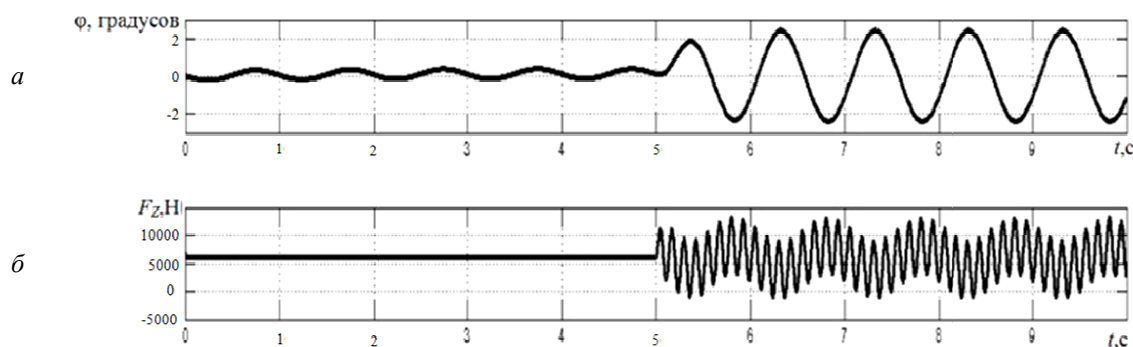


Рис. 9. Угловые колебания кузова (а) в продольной вертикальной плоскости и вертикальные реакции колес (б) при управлении (0–5 с) и при отсутствии управления (5–10 с) вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля

Анализ диаграмм показывает, применение системы стабилизации вертикальных реакций снижает амплитуду колебаний вертикальных реакций на колесах автомобиля 4500 до 50 градусов, и также одновременно уменьшает амплитуду колебаний продольного угла (тангажа) автомобиля с 2,5 до 0,4 градусов. Таким образом, амплитуда колебаний продольного угла автомобиля уменьшается в 6 раз. Максимальное усилие на управляющем элементе не превышает 10000 Н.

4. Заключение

Метод повышения устойчивости движения автомобиля путем управления вертикальными реакциями дороги на колеса при движении автомобиля по периодическому профилю, является основой для разработки новой системы ак-

тивной безопасности автомобиля – системы стабилизации вертикальных реакций дороги на колесо. Кроме решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля, такая система одновременно в существенной степени уменьшает амплитуду как вертикальных, так и продольных угловых колебаний кузова, тем самым улучшая плавность хода автомобиля. Ввиду сказанного новая система активной безопасности является перспективной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ларин, В. В. Теория движения полноприводных колесных машин / В. В. Ларин. – М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.
2. Жеглов, Л. Ф. Спектральный метод расчета систем поддрессоривания колесных машин / Л. Ф. Жеглов ; 2-е изд.,

испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. – 212 с.

3. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. ISBN: 978-0-387-74243-4. Dept. of Mechanical Engineering Manhattan College Riverdale, NY 10471, USA. 2014. Режим доступа: <http://link.springer.com/book/10.1007%2F978-0-387-74244-1>

4. Жилейкин, М. М. Повышение быстроходности многоскользящих машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессирования: дисс. ... д-ра техн. наук / Жилейкин М. М. – Москва – 2012.

5. E. Venkateswarulu., N. Ramesh raju, G. Seshadri. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers//ijret: International Journal of Research in Engineering and Technology, 2014, 03 Issue: 09. режим доступа: <http://www.ijret.org>.

6. Jie Fang. Active suspension system of quarter car//phd thesis, university of Florida. 2014. режим доступа: <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf>

7. Ales Kruczek. Antonin Stribrsky, A Full-Car Model for Active Suspension. - Some Practical Aspects, CTU, Faculty of Electrical Engineering, Department of Control Engineering. Praha, India, 2004. Режим доступа: ieeexplore.ieee.org/iel5/9394/29807/01364409.pdf

8. Fu Cheng Wang. Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions, Control Group Department of Engineering, University of Cambridge. United Kingdom, 2001. Режим доступа: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.6.5818&rep=rep1&type=pdf>

9. Kruczek Ales, Stribrsky Antonin, Honcu Jaroslva, Hlinovsky MartIN, Automotive active suspension– case study on

H-infinity control, Czech Technical University, Faculty of Electrical Engineering, Prague, 2011. Режим доступа: <http://wseas.us/e-library/conferences/2011/Lanzarote/ACMOS/ACMOS-78.pdf>

10. Sayel M. Fayyad, Constructing Control System for Active Suspension System, Department of Mechanical Engineering ,Faculty of Engineering Technology. PO Box 15008, Al Balqa Applied University Amman, Jordan, 2012. Режим доступа: <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf>.

11. Kruczek A., Stribrský A., Honcu J., Hlinovský M, Active Suspension - Case Study on Robust Control, International University Conference 2011. Waset.org: World Academy of Science, Engineering and Technology, 2011, p. 38-43. ISSN 2010-3778. Режим доступа: <http://waset.org/publications/15781/active-suspension-case-study-on-robust-control>.

12. Schofield, Brad, Model-Based Vehicle Dynamics Control for Active Safety, phd thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund University-Sweden, 2008, p. 186. Режим доступа: <https://lup.lub.lu.se/search/publication/3349cd27-9ed8-483e-8d17-2d0b25f03b1c>.

13. A. Aldair and W. J. Wang, "Design an Intelligent Controller for Full vehicle nonlinear Active Suspension System," International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems ,Vol. 4, June 2011. Режим доступа: <http://sis.org/Issues/v4/n2/papers/paper5.pdf>

14. Bhuwaneshwar Chandekar1, Hemant D. Lagdive, "Design of Electro Hydraulic Active Suspension System for Four Wheel Vehicles," International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering Journal, Vol.4, Issue 4, April 2014). Режим доступа: http://www.ijetae.com/files/Volume4Issue4/IJETAe_0414_154.pdf

УДК 629.03

С. И. Медведицков¹, Г. М. Бабынина¹, А. А. Дзема²

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ КОМПОНОВКИ

¹ Бобруйский филиал Белорусского государственного экономического университета

² Белорусский национальный технический университет
(e-mail: medsim@rambler.ru)

Проведены экспериментальные исследования автомобилей различных компоновок: классической ВАЗ-2107 и переднеприводной ВАЗ-2170. Данные исследования проводились в Центре испытаний «НАМИ» г. Дмитров, Московской обл. на горизонтальной площадке с асфальтобетонным покрытием в различных дорожных и климатических условиях. Испытания проводились в соответствии ГОСТ Р 52302-2004 «АТС, Управляемость и устойчивость» с использованием специальной аппаратуры фирмы «CORRSYS DATRON».

Для проведения испытаний по управляемости автомобилей выполнялись маневры: «спираль», «стабилизация», испытания «поворот» и «переставка». В ходе испытаний получены зависимости по установившимся реакциям автомобилей и по характеру протекания реакции автомобиля управляемых колес от угла поворота рулевого колеса по времени характеристики стабилизации. По результатам этих испытаний отмечено, что абсолютные значения установившейся реакции автомобиля ВАЗ-2107 на 18–20 % меньше, чем у автомобиля ВАЗ-2170. Угол первого заброса, на который рулевое колесо отклоняется в противоположную сторону при переходе его через нейтральное положение автомобиля переднеприводной компоновки ВАЗ-2170 существенно выше, чем у автомобиля классической компоновки ВАЗ-2107 и составляет 38 %, время затухания колебаний рулевого колеса соответственно составляет для автомобиля ВАЗ-2170 – 1,9 с. у автомобиля ВАЗ-2107 – 1,2 с. При выполнении маневров «поворот» и «переставка» на сухом и мокром покрытии существенной разницы выявить не удалось, однако, при выполнении маневра «поворот» на укатанном снеге скорость прохождения на автомобиле ВАЗ-2170 несколько превосходила на 5–7 км/час, чем на автомобиле ВАЗ-2107, но при этом наступал снос, что приводило к потере управляемости, тогда как на автомобиле классической компоновки поворот можно пройти в управляемом заносе.

Ключевые слова: управляемость, автомобиль заднеприводный, переднеприводный; испытания, стабилизация, установившаяся реакция.

S. I. Medveditskov¹, G. M. Babynina¹, A. A. Dzioma²

**EXPERIMENTAL STUDY OF CONTROLLABILITY
OF PASSENGER CARS OF DIFFERENT DESIGN**

¹ Bobruisk branch of the Belarusian State Economic University

² Belarusian National Technical University

Experimental studies of passenger cars with different arrangement were carried out: classical VAZ -2107 and front-drive VAZ -2170. These studies were performed at the Vehicle Testing Centre «NAMI» in Dmitrov, Moscow district on a horizontal ground with asphalt-concrete surface in different road and climate conditions. The tests were carried out in accordance to GOST P 52302-2004 «Motor Vehicles, Steerability and Roadability» with implementation of special instruments produced by «CORRSYSDATRON» company. During tests for vehicle steerability the following manipulations were performed: «spiral», «stabilization» «turning» and «elk» tests.

In the course of tests we obtained correlation upon static vehicle response and upon character of vehicle steering wheel reaction from wheel steering angle along time of stabilization characteristics. Upon results of these tests it was admitted that absolute values of static response of the VAZ-2107 vehicle was 18–20 % less than that of the VAZ-2170.

Angle of the first overspeed for which the driving wheel is rotated to the opposite direction at its passing across neutral position of the front-drive vehicle VAZ-2170 is significantly higher than of classical VAZ -2107 and makes 26,7 %. Time of decay of driving wheel oscillations accordingly makes 1,9 sec. for VAZ-2170 and 1,2 sec. for VAZ-2107.

During performance of «turning» and «elk» manipulations on dry and wet surface no significant difference was found. However, during performance of «turning» manipulation on packed snow the speed of VAZ-2170 was 5–7 km/h higher than that of VAZ-2107, but at that a drift took place, which resulted in a loss of control, while it was possible to corner at the controlled skidding on a classical arrangement vehicle.

Keywords: steerability, rear drive vehicle, front drive vehicle; tests, stabilization, static response.

Исследованиям управляемости автомобилей посвящено достаточно много работ отечественных и зарубежных ученых. В данной работе под управляемостью мы понимаем то, насколько четко автомобиль реагирует на поворот руля, и с какой скоростью можно проходить повороты, не опасаясь срыва колес. Большой вклад в теории управляемости и устойчивости автомобилей внесли русские ученые А. С. Литвинов, Д. А. Антонов и др. В работе А. С. Литвинова [1] были рассмотрены вопросы влияния характеристик эластичного колеса, трансмиссии и рулевого управления на управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Д. А. Антонов в работе [2] предложил нелинейную теорию увода, в которой ввел коэффициент коррекции, представляющий собой произведение частных коэффициентов коррекции, учитывающих различные условия работы эластичного колеса. В работе [3] в математической модели автомобиля рекомендуется учитывать характеристики шин так как управляемость автомобиля зависит от боковой силы, создаваемой парой колес. В других работах посвященных исследованию влияния на устойчивость и управляемость уделялось внимание изменению конструктивных параметров автомобиля в части кинематических, жесткостных характеристик подвесок и рулевого управления [4, 5], а также шин [6].

В настоящее время вопросы влияния изменения типа привода автомобиля в процессе движения на устойчивость и управляемость не достаточно изучены. В работе [7] разработана

математическая модель, позволяющая исследовать влияние смены привода, во время движения автомобиля, на устойчивость и управляемость, но в этом исследовании использовался автомобиль комбинированной энергетической установки (КЭУ). Автомобили с КЭУ отличаются от традиционных наличием двух двигателей (двигателя внутреннего сгорания и электрического), имеющих разные источники энергии и работающих по определенному алгоритму. Для исследуемого автомобиля при смене привода с переднего на задний, по результатам расчетов статических характеристик, было отмечено, что тип привода автомобиля оказывает незначительное влияние на его устойчивость и управляемость при движении с постоянной скоростью по окружности постоянного радиуса. С теоретической точки зрения, учитывая воздействия боковой силы ветра и его моменты вокруг полюса поворота, а также поперечные и продольные составляющие центробежной силы, возникающие в процессе управления автомобилем, можно отметить, что переднеприводный автомобиль склонен к недостаточной поворачиваемости, заднеприводный к избыточной поворачиваемости и полноприводный близкую к нейтральной поворачиваемости [8, 9 и др.]. Для оценки динамики разгона и управляемости автомобиля с разными типами привода (переднеприводный, заднеприводный и полноприводный) в работе [10] были проведены испытания. Испытания проводились в зимних условиях по укатанному снегу на автомобилях, со следующими типами привода: переднеприводный –

Volvo S40 T4, заднеприводный – BMW 320i и полноприводный – Subaru Impreza Turbo.

Оценка управляемости осуществлялась при движении автомобиля по кругу, при этом выяснилось, что на переднеприводном – Volvo S40 T4 и заднеприводном – BMW 320i время прохождения круга оказалось практически одинаковым. Как следует из этой работы, оценка управляемости осуществлялась по двум видам испытаний, чего недостаточно для оценки влияния различных типов приводов на управляемость. Для объективной оценки управляемости необходимо дополнительно провести испытания такие как, «вход в поворот» или «переставка», маневры которых приближены к условиям реальной эксплуатации. В связи с вышеизложенным данная работа, направленная на исследование влияния различного типа привода в ходе движения автомобиля на его управляемость, является актуальной.

К настоящему времени сложилось два направления оценки влияния автомобиля на управляемость: объективное и субъективное.

Объективная оценка предусматривает замер при помощи приборов, ряда параметров при выполнении автомобилем определенных маневров. Существует достаточно много различных методов объективной оценки влияния различных конструктивных параметров и шин на управляемость автомобилей. Однако дополнительно рекомендуется проводить субъективные методы оценки опытными водителями-испытателями. Эти испытания на многих зарубежных автомобильных фирмах проводятся при выполнении определенных маневров или при движении по замкнутым трассам с различной кривизной поворотов, спусков и подъемов. Следует отметить, что, как правило, субъективные методы оценки управляемости и устойчивости базируются на балльной оценке, проводимой экспертами-специалистами. Оценка производится в этом случае не устойчивости и управляемости в прямом смысле, а комплексного показателя, так называемого «держания дороги», оценивающего работу подвески, рулевого управления автомобиля и сцепные свойства шины.

Одним из важных факторов обеспечения требований активной безопасности автомобиля является его оптимальная устойчивость и управляемость, которая в свою очередь зависит от привода автомобиля, степени износа шин передних и задних колес состояния дорожного покрытия и др.

С целью оценки влияния привода автомобиля на управляемость, в качестве объекта ис-

следования использовались автомобили классической компоновки ВАЗ – 2107 и переднеприводный ВАЗ – 2170. Данные исследования проводились в Центре испытаний "НАМИ" г. Дмитров, Московской обл.

Для проведения испытаний по управляемости автомобилей выполнялись маневры: «спираль», «стабилизация (выход из круга)», испытания «поворот» и «переставка». Испытания проводились в соответствии ГОСТ Р 52302-2004 «АТС, Управляемость и устойчивость» [11], на горизонтальной площадке с асфальтобетонным покрытием (Восточная площадка спец. дороги автополигона НАМИ), при температуре окружающего воздуха в летних условиях (25 ± 5) °С, в зимних (-20 ± 3) °С. В летних условиях испытания осуществлялись на сухом и мокром асфальтобетонном покрытии, в зимнее время на укатанном снеге. Скорость ветра не превышала 3 м/с, без порывов. Перед проведением зачетных испытательных заездов проводился разогрев шин и агрегатов автомобиля протяженностью 50 км со средней скоростью автомобиля 90 км/ч по скоростной дороге. В летнее время одни и те же эксперименты проводились в течение одного дня. В практической деятельности испытаний известно, что в зимнее время структура снежного покрытия изменяется как в течение дня, так и по мере увеличения заездов, поэтому испытания проводились в течение трех дней и в разное время дня. Испытания проводились тремя опытными водителями-испытателями по 5 заездов при выполнении каждого маневра. Автомобили ВАЗ-2107 и ВАЗ-2170 в летних условиях комплектовались шинами размера 175/70R13 модели Бел-100 ОАО «Белшина», в зимних условиях размера 175/70R13 модели Nordman RS фирмы «Nokian». При этом испытания «вход в поворот» проводились как в летних, так и в зимних условиях.

Давление в шинах передних колес автомобиля ВАЗ-2107 устанавливалось на «холодных шинах» равным 170 кПа, а в задних – 190 кПа. Для автомобиля ВАЗ-2170 давление в шинах передних и задних колес составляло 200 кПа. При проведении экспериментальных исследований фиксировались следующие параметры:

- 1) момент на рулевом колесе и угол поворота рулевого колеса;
- 2) углы крена кузова автомобиля;
- 3) угловая скорость поворота автомобиля в горизонтальной плоскости;
- 4) поперечное, продольное и вертикальное ускорение;

5) продольная и поперечная скорости движения автомобиля.

В настоящее время различают два типа испытаний автомобиля при установившемся движении: поворот с постоянным радиусом и различными скоростями движения и поворот с различными радиусами при постоянной скорости [3].

Имеющаяся аппаратура для измерения угловой скорости или бокового ускорения автомобиля позволяет успешно применять любой из этих способов.

Данные испытания проводились при постоянной скорости с равномерным поворотом управляемых колес, т. е. движение автомобиля «по спирали», так как эти испытания являются более показательными в отношении его поведения на дороге. В качестве оценочных параметров статической поворачиваемости использовалась установившаяся реакция автомобиля по угловой скорости в горизонтальной плоскости на поворот управляемых колес ω/Θ . Установившаяся реакция автомобиля характеризуется изменением угловой скорости поворота автомобиля в горизонтальной плоскости (продольной оси автомобиля) ω , отнесенной к углу поворота управляемых колес Θ при различных значениях поперечного ускорения. При росте поперечного ускорения установившаяся реакция у автомобиля с избыточной поворачиваемостью растет, а в случае недостаточной по-

ворачиваемости – падает. Нейтральная поворачиваемость характеризуется неизменной установившейся реакцией. Для проведения исследований в дорожных условиях была использована специальная аппаратура фирмы «CORRSYS DATRON». Комплект аппаратуры включает в себя приборы и датчики.

На рис. 1 показана схема установки датчиков ускорений TANS-1 и TANS-2 для определения продольного, поперечного и вертикального ускорения на автомобиле при испытаниях.

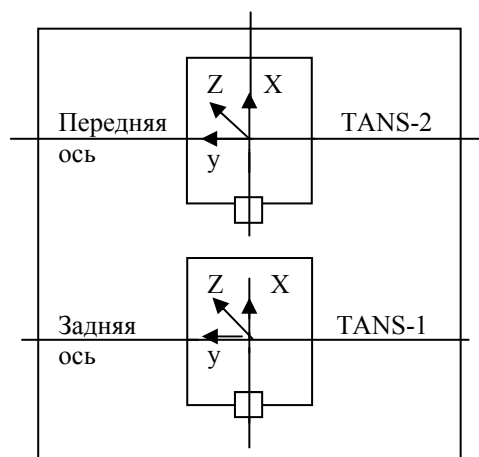


Рис. 1. Схема установки датчиков ускорений на автомобиле при испытаниях

На рис. 2 представлены установившиеся характеристики автомобилей классической компоновки ВАЗ-2170 и переднеприводной ВАЗ-2170.

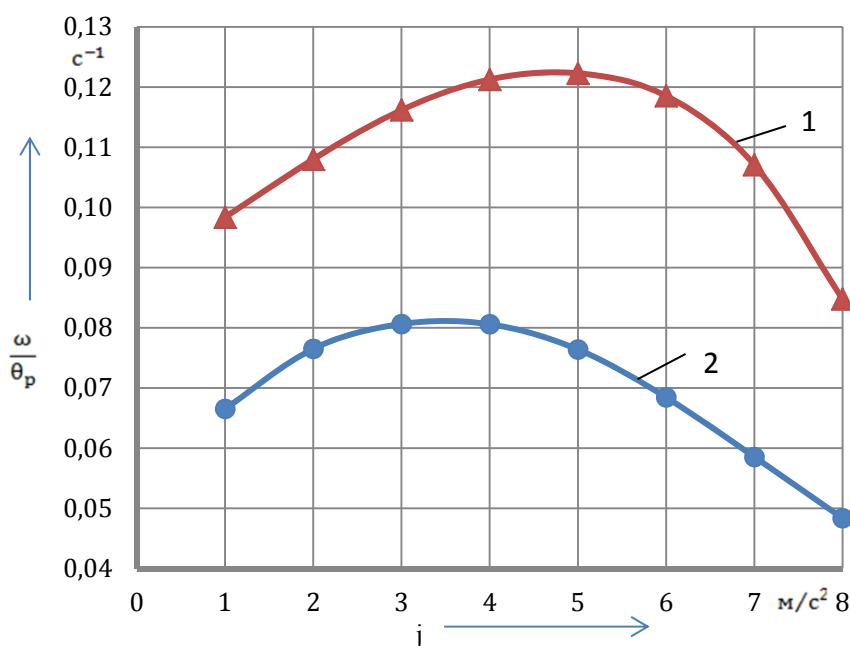


Рис. 2. Установившиеся реакции автомобилей:
1 – для ВАЗ-2170; 2 – для ВАЗ-2170

Из анализа рис. 2 следует, что характер изменения установившейся реакции автомобилей ВАЗ-2170 и ВАЗ-2107 практически идентичен. Однако абсолютные значения установившейся реакции автомобиля ВАЗ-2107 на 18–20 % мень-

ше, чем у автомобиля ВАЗ-2170.

Характер протекания реакции автомобиля управляемых колес от угла поворота рулевого колеса по времени характеристики стабилизации приведены на рис. 3.

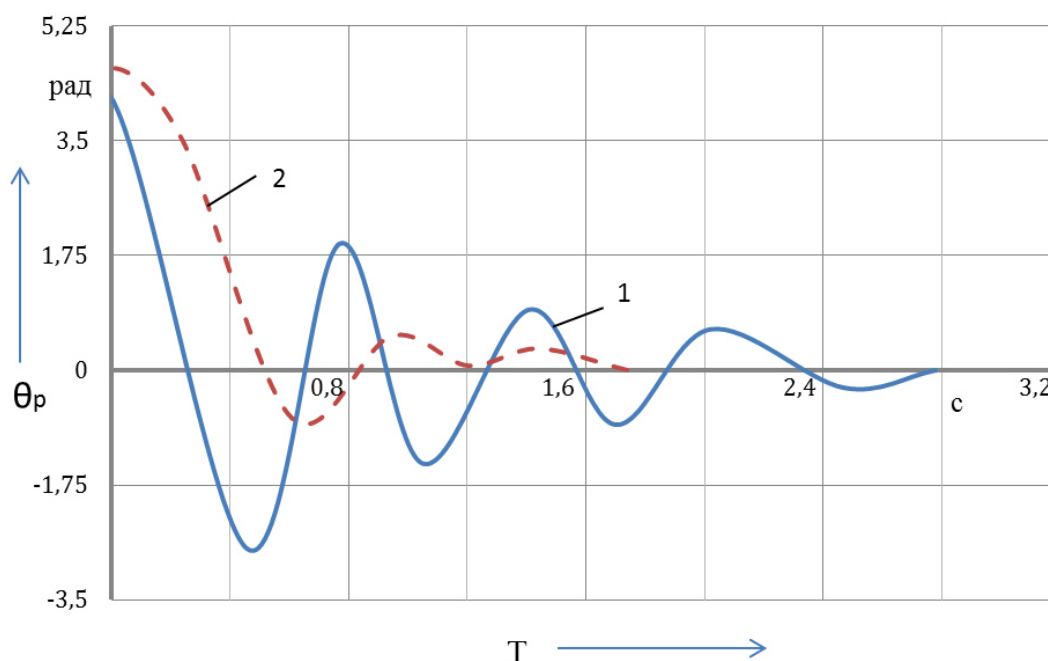


Рис. 3. Реакция стабилизации управляемых колес автомобиля:
1 – для ВАЗ-2170; 2 – для ВАЗ-2107

Характер протекания реакции автомобиля управляемых колес от угла поворота рулевого колеса, приведенный на рис. 3 показывает, что угол первого заброса, на которое рулевое колесо отклоняется в противоположную сторону при переходе его через нейтральное положение автомобиля переднеприводной компоновки ВАЗ-2170 существенно выше, чем у автомобиля классиче-

ской компоновки ВАЗ-2107 и составляет 38 %. Время затухания колебаний рулевого колеса соответственно отмечено для автомобиля ВАЗ-2170 – 1,9 с, у автомобиля ВАЗ-2107 – 1,2 с.

Результаты дорожных испытаний автомобилей различных приводов при выполнении маневров «поворот» и «переставка» приведены в таблице.

Результаты дорожных испытаний автомобилей различных приводов

Тип привода	Предельная скорость выполнения маневра «Поворот» ($R = 35$ м), км/ч					Предельная скорость выполнения маневра «Переставка» ($S_n = 20$ м), км/ч	
	Сухое покрытие	Мокрое покрытие	Покрытие укатанное снегом			Сухое покрытие	Мокрое покрытие
			1-ый день	2-ой день	3-ий день		
Классический	74,8	68,7	55,8	53,2	58,8	86,7	78,6
Переднеприводный	73,4	70,5	60,6	59,1	65,9	84,8	80,7

По результатам таблицы можно отметить, что при выполнении маневров «поворот» и «переставка» на сухом и мокром покрытии существенной разницы выявить не удалось, однако,

при выполнении маневра «поворот» на укатанном снеге, скорость прохождения на автомобиле ВАЗ-2170 несколько превосходила, на 5–7 км/ч, чем на автомобиле ВАЗ-2107, но при этом на-

ступал снос, что приводило к потере управляемости, тогда как на автомобиле классической компоновки поворот можно пройти в управляемом заносе.

Под сносом в работе [12] подразумевают потерю управляемости, то есть это такое явление, при котором автомобиль перестает откликаться на рулевое управление и движется в сторону воздействия инерционной силы.

На основании полученных экспериментальных исследований и их анализа можно сделать следующие выводы:

1. Характер изменения установившейся реакции автомобиля ВАЗ-2170 и ВАЗ-2107 практически идентичен. Чувствительность к управлению автомобиля ВАЗ-2107 на 18–20 % меньше, чем у автомобиля ВАЗ-2170.

2. При определении характеристики стабилизации управляемых колес автомобиля отмечено, что угол первого заброса, на которое рулевое колесо отклоняется в противоположную сторону при переходе его через нейтральное положение автомобиля переднеприводной компоновки ВАЗ-2170 существенно выше (на 2 рад.), чем у автомобиля классической компоновки ВАЗ-2107 и составляет 38 %, время затухания колебаний рулевого колеса при этом соответственно для автомобиля ВАЗ-2170 – 1,9 с, а у автомобиля ВАЗ-2107 – 1,2 с.

3. При выполнении маневров «поворот» и «переставка» на сухом и мокром покрытии существенной разницы выявить не удалось, однако, при выполнении маневра «поворот» на укатанном снеге скорость прохождения превосходила, на 5–7 км/ч на автомобиле ВАЗ-2170, чем на автомобиле ВАЗ-2107, но при этом наступал снос, что приводило к потере управляемости, тогда как на автомобиле классической компоновки поворот можно пройти в управляемом заносе.

4. Поскольку переднеприводные и заднеприводные автомобили имеют свои особенности управления и у каждого автомобиля существует своя критическая скорость прохождения поворотов, при которой начинается занос или снос, то независимо от типа привода при пересяживании на незнакомый автомобиль, необходимо время для привыкания («вкатывания»), особенно это важно на скользком дорожном покрытии при выборе скорости движения.

5. Переднеприводные автомобили обладают недостаточной поворачиваемостью, поэтому они ведут себя более устойчиво, чем заднеприводные автомобили такого же класса, особенно на мокрой и обледенелой дороге. Кроме этого, при движении по скользкой колее или поверхности асфальта, имеющей многослойный пирог из воды, льда и снега, переднеприводный автомобиль ведет себя более уверенно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Антонов, Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
3. Эллис, Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975. – 215 с.
4. Брылев, В. В. Исследование влияния угловой жесткости подвески на управляемость и устойчивость автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Брылев В. В. – М., 1972. – 171 с.
5. Мирзоев, Г. К. О влиянии жесткости крепления картера рулевого механизма к кузову на жесткость рулевого управления и управляемость автомобиля / Г. К. Мирзоев, Л. В. Ермолин, А. В. Сергеев // Автотракторостроение. Промышленность и высшая школа. К 60-летию воссоздания МАМИ: материалы XXVII науч.-техн. конф. ААИ, М., 27–28 сентября 1999 г. / Московский гос. технический ун-т МАМИ; редкол.: А. П. Гусарев [и др.]. – М., 1999. – С. 14–15.
6. Медведицков, С. И. Влияние износа шин на характеристики увода колеса, устойчивость и управляемость автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / С. И. Медведицков. – Волгоград, 1988. – 182 л.
7. Баулина, Е. Е. Методика повышения устойчивости и улучшения управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Е. Е. Баулина; МГТУ «МАМИ». – М., 2010. – 24 с.
8. Управляемость автомобиля [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.rae.ru> – Дата доступа: 19.09.2016.
9. Влияние типов привода на управляемость автомобиля [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.autospecialist.info/wp-content/uploads/2013/07/Глава-35-Виды-трансмиссий.pdf> – Дата доступа: 21.09.2016.
10. Влияние типа привода на управляемость автомобиля и динамику его разгона [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://eurol-rus.ru/poleznoe/vliyanie-tipa-privoda-na-upravlyaemost-avtomobilya-i-dinamiku-ego-razgona.html> – Дата доступа: 22.09.2016.
11. Управляемость и устойчивость. Автотранспортные средства. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302 – 2004. – Введ. 01.01.2006 – М: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.
12. Снос и занос. Особенности неустойчивого движения [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gebro.ru/snos-i-zanos-osobennosti-nestabilnogo-dvizheniya> – Дата доступа: 30.09.2016.

УДК 629.113-592.2

*Е. И. Железнов, А. Л. Поротиков, Р. Е. Железнов***К ОЦЕНКЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ
И МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА****Волгоградский государственный технический университет**(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье приведены результаты исследования тормозных свойств одиночного автомобиля и автопоезда на его базе. Установлено влияние весовых и конструктивных параметров прицепа на показатели эффективности торможения и устойчивости движения малотоннажного автопоезда в условиях неравномерности действия тормозных механизмов и сформулированы задачи дальнейших исследований.

Ключевые слова: автомобиль, малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп.

*E. I. Zheleznov, A. L. Porotikov, R. E. Zheleznov***ABOUT THE ASSESSMENT OF BRAKING PROPERTIES
OF THE VEHICLE AND A LOW-TONNAGE ROAD TRAIN****Volgograd State Technical University**

This article presents the results of research on the braking properties of a single vehicle and a road train on its basis. The influence of weight and constructive parameters of the trailer on the performance of braking and stability of the movement of a low-tonnage road train in the conditions of unevenness of the action of brake mechanisms was found, and problems of further research are formulated.

Keywords: automobile, low-tonnage road train, tractor, trailer.

На современных легковых и малотоннажных грузовых автомобилях устанавливают высокоэффективные тормозные системы, которые позволяют реализовать сцепной вес даже полностью груженого автомобиля на дорогах с высоким коэффициентом сцепления. В случае же их эксплуатации в составе автопоезда, совместно с одноосным прицепом, изменяются условия движения автомобиля. Появляется дополнительное воздействие со стороны прицепа, меняются закономерности изменения силовых и кинематических параметров торможения, возникает необходимость согласования тормозных характеристик тягача и прицепа.

С целью оценки тормозных свойств одиночного автомобиля и малотоннажного автопоезда на его базе были проведены расчетные исследования с использованием математических моделей, описанных в работах [1, 2]. Учитывая, что наибольшее распространение получили малотоннажные автопоезда, сформированные на базе легковых автомобилей и одноосных, не оснащенных тормозами (пассивных), прицепов, основное внимание было уделено рассмотрению этой категории транспортных средств (ТС).

Эффективность тормозной системы оценивают [3, 4] по величине тормозного пути S_T , отнесенного к начальной скорости V_0 транспортного средства и/или среднему значению замедления j_x в ходе испытаний. Для ТС категории M_1 при испытаниях типа «0» с отсоединенным

двигателем нормативы эффективности составляют: $j_x \geq 6,43 \text{ м/с}^2$; $S_T \leq 0,1V_0 + 0,006V_0^2$. Предписанная эффективность должна достигаться без бокового заноса ТС в полосе движения шириной $B_d = 3,5 \text{ м}$ и превышения курсового угла $\gamma = 15^\circ$, а задние колеса не должны блокироваться раньше передних колес при коэффициенте торможения $z = j_x/g$ от 0,15 до 0,8. Эффективность торможения автопоезда с пассивным прицепом должна соответствовать минимальной эффективности торможения автомобиля-тягача при испытаниях типа «0», а замедление автопоезда определяется расчетным путем

$$j_{ан} = j_a \frac{M_a}{M_a + M_n}.$$

Если в качестве тягача используется легковой автомобиль категории M_1 , то величина $j_{ан}$ должна составлять не менее $5,4 \text{ м/с}^2$ как с нагрузкой, так и без нагрузки. При этом проведение дорожных испытаний не требуется.

С учетом этих предписаний в качестве оценочных показателей были приняты показатели эффективности торможения S_T , j_x и показатели устойчивости η_{yi} , представляющие собой отношение необходимой для торможения ширины проезжей части к минимально допустимой по условиям безопасности движения,

$$\eta_{yai} = 1 - \frac{2 |y_a + a_r (-b_r) \sin \gamma_a|}{|B_d - B_{ar}|},$$

$$\eta_{yn} = 1 - \frac{2|y_n - d_r \sin \gamma_n|}{|B_d - B_{ng}|}; \quad \eta_{yap} = \text{Min}(\eta_{yai}, \eta_{yn}),$$

где B_{ag} , B_{ng} – габаритная ширина звеньев; a_r , b_r , d_r – расстояния от центров масс до крайних точек кузова тягача и прицепа.

Показатель устойчивости может принимать как положительные, так и отрицательные значения, причем положительные значения η_y обуславливают область устойчивого, а отрицательные – неустойчивого движения.

Нарушение устойчивости ТС при торможении может быть вызвано появлением поворачивающих моментов M_{ni} вследствие неодинаковой эффективности действия тормозных механизмов на колеса одноименных осей, которая характеризуется коэффициентами начальной неравномерности « k_{ni} ». Назовем колесо с большей эффективностью торможения «отстающим», а с меньшей – «забегающим». Тогда

$$k_{ni} = 1 - R_{xz} / R_{xot},$$

где R_{xz} , R_{xot} – касательные реакции на «забегающем» и «отстающем» колесах.

В качестве объектов исследования были приняты легковой автомобиль малого класса с параметрами: $M_a = 1420$ кг, $L_a = 2,4$ м, $a = 1,34$ м, $b = 1,06$ м, $h_{ga} = 0,65$ м, $p_{am} = 8,1$ МПа, $t_d = 0,3$ с и малотоннажный автопоезд в составе этого автомобиля и одноосного прицепа. Расчеты проводились для случая торможения ТС на горизонтальном участке дороги с покрытием хорошего качества ($\varphi = 0,8$) с начальной скорости $V_0 = 80$ км/ч. В ходе исследований изменялись: нагрузка (m_{rp}) и высота центра масс прицепа (h_{gp}), коэффициенты k_{ni} неравномерности и коэффициенты сопротивления боковому уводу k_{yi} .

С целью поэтапного изучения влияния различных факторов на тормозные свойства в данной работе не учитывалось влияние самоповорота управляемых колес автомобиля и АБС на

устойчивость движения ТС. Эти вопросы будут рассмотрены позже.

Расчеты показали, что при заданных исходных значениях параметров торможение одиночного автомобиля и автопоезда с пассивным прицепом при $m_n = 300$ кг, что соответствует допустимой массе прицепа, заявленной заводом изготовителем данной категории автомобилей, происходит достаточно эффективно и соответствует требованиям нормативных документов. Значения показателей эффективности составили: для одиночного автомобиля – $S_t = 37,2$ м, $j_a = 7,6$ м/с², а для автопоезда – $S_t = 46,3$ м, $j_{ap} = 5,9$ м/с². При этом торможение одиночного автомобиля происходит без блокирования колес, а у автопоезда блокируются передние колеса, что вызвано снижением сцепного веса передней оси тягача, вследствие перераспределения вертикальных нагрузок между звеньями автопоезда. Интересно, что устойчивость малотоннажного автопоезда оказалась выше устойчивости одиночного автомобиля (рис. 1), не смотря на появление в сцепном устройстве толкающего усилия, средняя величина которого составила $\bar{P}_k = 1,66$ кН, а максимальная – $P_{km} = 1,85$ кН. Причем устойчивость, как одиночного автомобиля, так и автопоезда определялась габаритными отклонениями передней части автомобиля, а величина курсовых отклонений центров масс составила: для одиночного автомобиля – $y_a = 0,43$ м, $\gamma_a = 0,036$ рад и для звеньев автопоезда – $y_t = 0,30$ м, $\gamma_a = 0,013$ рад, $y_n = 0,25$ м, $\gamma_a = 0,011$ рад. С ростом неравномерности действия тормозных механизмов величина показателей устойчивости (рис. 2) снижается и при значениях коэффициентов неравномерности $k_{n1,2} > 13$ % для одиночного автомобиля и $k_{n1,2} > 15$ % для автопоезда становится отрицательной, что свидетельствует о нарушении устойчивости движения ТС.

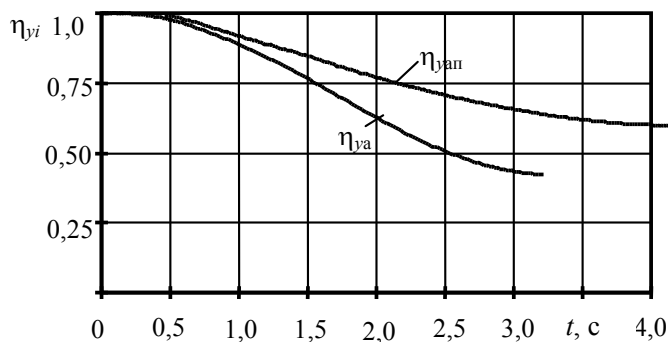


Рис. 1. Изменение показателей устойчивости автомобиля η_{ya} и автопоезда η_{yap} при торможении: $k_{n1} = k_{n2} = 10$ %; $m_n = 300$ кг

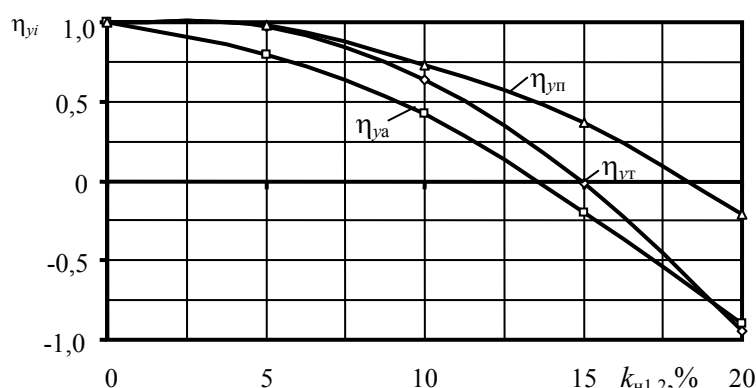


Рис. 2. Влияние коэффициентов неравномерности на устойчивость автомобиля $\eta_{ва}$ и звеньев автопоезда $\eta_{вт,п}$ при торможении: $m_{п} = 300$ кг

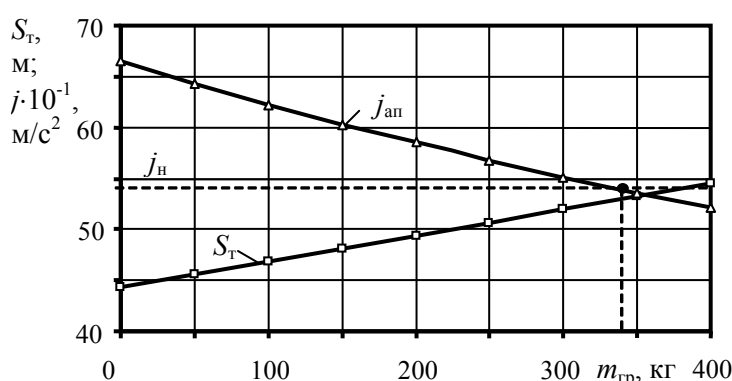


Рис. 3. Влияние загрузки прицепа на показатели эффективности торможения автопоезда: $k_{н1} = k_{н2} = 10$ %

С увеличением загрузки прицепа длина тормозного пути автопоезда растет (рис. 3), а замедление снижается и при $m_{гр} = 330$ кг ($m_{п} = 430$ кг) становится ниже нормативного $j_{н}$ значения. В то же время величина показателей устойчивости (рис. 4) с ростом $m_{гр}$ также растет, что говорит о повышении курсовой устойчивости автопоезда. Анализ закономерностей изменения касательных $R_{x1,2}$ и нормальных $R_{z1,2}$ реакций, а также поворачивающих моментов $M_{п1,2}$, действующих на осях тягача, показал, что с ростом $m_{гр}$ увеличивается перераспределение вертикальных нагрузок между осями автопоезда – нормальные реакции на колесах задней оси тягача растут, а на колесах передней оси наоборот снижаются. В результате блокируется «отстающее» колесо передней оси, что приводит к уменьшению, действующей на него касательной реакции, а также поворачивающего момента $M_{п1}$, вплоть до изменения направления его действия. Это, в свою очередь, снижает величину суммарного поворачивающего момента $M_{п}$ и оказывает положительное влияние на устойчивость движения тягача и автопоезда в целом, несмотря на существенное увеличение

толкающего усилия P_k в сцепном устройстве. По той же причине повышается курсовая устойчивость автопоезда с увеличением высоты центра масс прицепа (рис. 5), но при этом величина усилия P_k немного снижается. С увеличением коэффициентов неравномерности $k_{ни}$ этот процесс нивелируется.

Коэффициенты сопротивления уводу k_{yi} влияют на «шинную поворачиваемость» ТС. Расчеты показали (рис. 6), что снижение коэффициентов k_y на колесах передней оси автомобиля k_{ya1} и тягача k_{yt1} приводит к усилению недостаточной поворачиваемости и повышению их устойчивости при торможении. Причем для автомобиля это влияние более значительно. Снижение k_y на колесах задней оси ТС наоборот усиливает их избыточную поворачиваемость, что приводит к значительному увеличению курсовых отклонений звеньев и снижению устойчивости автопоезда, а для автомобиля – к выходу за пределы «коридора безопасности» и нарушению устойчивости движения. Изменение k_y на колесах оси прицепа практически не сказывается на устойчивости автопоезда (см. рис. 6, кривая $\eta_{уп}$).

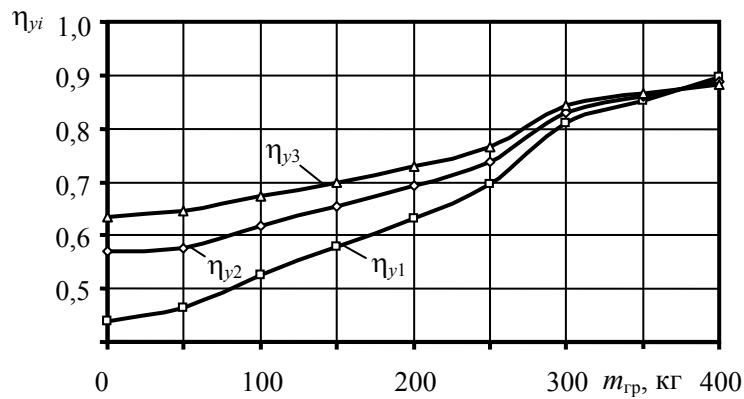


Рис. 4. Влияние загрузки прицепа на показатели устойчивости автопоезда при торможении: $k_{н1} = k_{н2} = 10 \%$

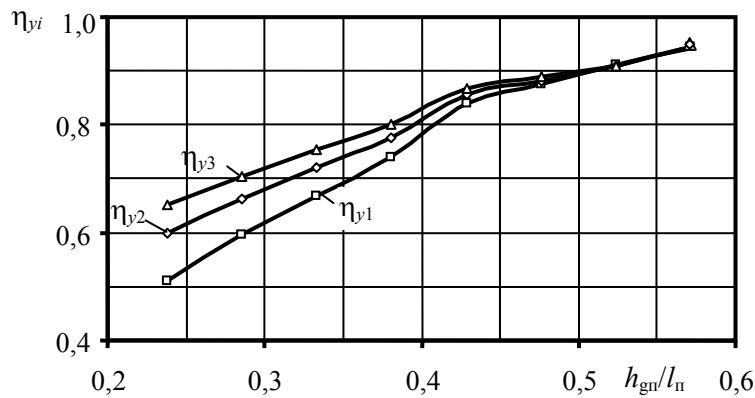


Рис. 5. Влияние высоты центра масс прицепа на показатели устойчивости автопоезда при торможении: $m_{п} = 300 \text{ кг}$; $l_{п} = 2,1 \text{ м}$

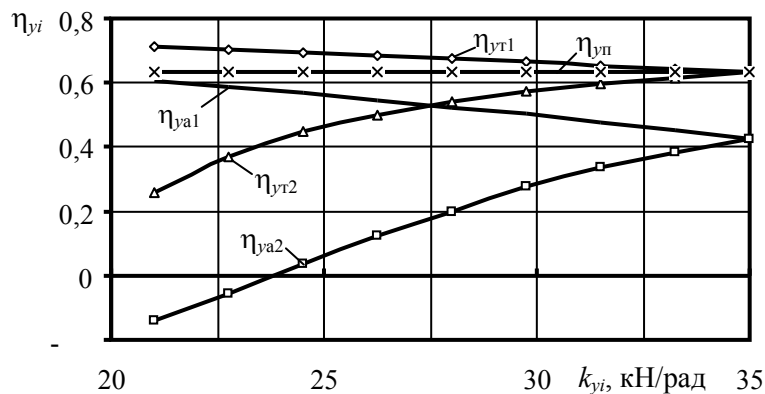


Рис. 6. Влияние коэффициентов сопротивления уводу k_{yi} на курсовую устойчивость ТС при торможении: $m_{п} = 300 \text{ кг}$; $k_{y0} = 35 \text{ кН/рад}$

Проведенные исследования показали, что выполнение нормативных требований по эффективности и устойчивости торможения малотоннажных автопоездов предполагает решение, по крайней мере, двух основных задач:

– определение научно обоснованной полной массы прицепа на стадии его проектирования и контроль ее в процессе эксплуатации;

– формирование недостаточной поворачиваемости тягача в процессе торможения автопоезда.

Для решения этих задач целесообразно расширить область исследований, включив в нее не только параметры прицепа, но и конструктивно-эксплуатационные параметры тягача и его систем (рулевого управления и тормозной системы).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов, Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.

2. Железнов, Р. Е. О влиянии геометрических параметров автомобиля на курсовую устойчивость при торможении / Р. Е. Железнов, Д. В. Аксенов, Е. И. Железнов //

Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2016. – № 5. – С. 16–23.

3. ГОСТ Р 41.13-2007. Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения, 2009.

4. ГОСТ Р 41.13-Н-99. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения, 1999.

УДК 629.113-592.2

Р. Е. Железнов, Е. И. Железнов

О ВЫБОРЕ ЖЕСТКОСТИ УПРУГОЙ СВЯЗИ ЗВЕНЬЕВ АВТОПОЕЗДА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье изложены замечания по выбору параметров сцепного устройства автопоезда, составленные по результатам анализа существующих рекомендаций и собственных исследований авторов.

Ключевые слова: автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

R. E. Zheleznov, E. I. Zheleznov

ABOUT THE SELECTION OF RIGIDITY OF THE ELASTIC COUPLING BETWEEN THE LINKS OF THE ROAD TRAIN

Volgograd State Technical University

This article presents the remarks on the choice of the parameters of the coupling device of the road train, that were compiled based on the results of the analysis of existing recommendations and researches of authors.

Keywords: road train, tractor, trailer, coupling device.

Анализу взаимодействия звеньев автопоезда при движении на режимах разгона, торможения и по неровным дорогам посвящен ряд работ, но наиболее полное отражение эти вопросы нашли в монографии М. М. Щукина [1], а также в ряде научных и учебных изданий [2, 3] с его участием. Несмотря на то что указанная монография вышла в 1961 году, приведенные в ней формулы и рекомендации до сих пор используются при расчете и проектировании сцепных устройств для автомобилей и тя-

гачей. Отдавая должное работам их автора, следует все же отметить, что некоторые положения, изложенные в них, по нашему мнению, не вполне обоснованы и требуют уточнения. В первую очередь это относится к анализу влияния жесткости упругой связи на величину нагрузок в сцепном устройстве автопоезда. Рассмотрим этот вопрос более подробно, для чего воспользуемся данными, приведенными в работе [1], и результатами собственных исследований авторов.

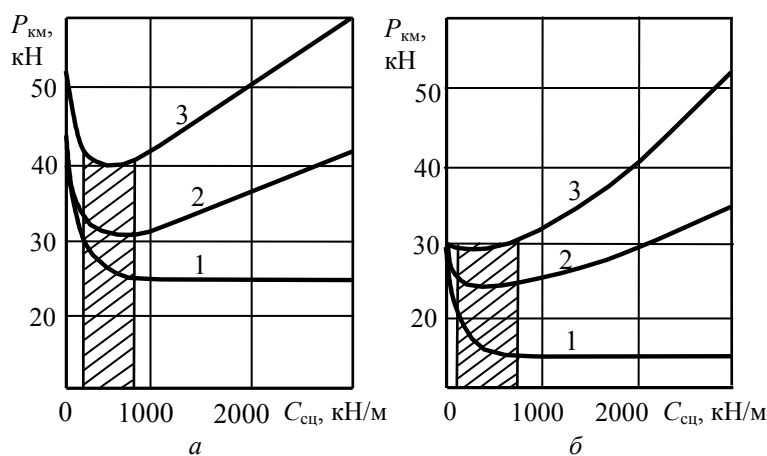


Рис. 1. Нагрузки в сцепном устройстве автомобиля ГАЗ на режимах трогания с места (а) и торможения (б) в функции жесткости упругой связи:

$M_a = 5430$ кг; $M_n = 3500$ кг; $\varphi_p = 0,45$; $\varphi_r = 0,7$; $\tau_p = 0,75$ с; $\tau_r = 0,4$ с; 1 – $\xi_x = 0$; 2 – $\xi_x = 0,02$ м; 3 – $\xi_x = 0,03$ м [1]

В работе [1] анализ нагрузок в сцепном устройстве проводился для режимов трогания с места и торможения для трех моделей автопоездов с использованием полученных автором формул и графиков, построенных на их основе. На рис. 1 в качестве примера приведены графики, характеризующие изменение максимального усилия в сцепке $P_{км}$ автопоезда ГАЗ в функции жесткости $C_{сц}$ упругой связи. Анализируя эти графики, автор сделал три вывода, два из которых в дальнейшем были положены в основу разработанной им методики выбора параметров сцепного устройства.

Первый – касается величины нагрузок в сцепке на режимах трогания с места и торможения. Как следует из графиков (см. рис. 1), а также данных, приведенных в табл. 17 монографии, нагрузки в сцепном устройстве на режиме трогания с места значительно превосходят нагрузки, возникающие при торможении, и тем более нагрузки, возбуждаемые дорожными неровностями. На этом основании автор рекомендует в качестве основного расчетного режима при определении размеров деталей сцепного устройства принять режим трогания автопоезда с места. Второй вывод касается диапазона изменения максимальных нагрузок в сцепном устройстве в зависимости от жесткости упругой связи. Согласно исследованиям автора величина их находится в пределах

$$\frac{2mP_{т0}}{C_{сц} \rightarrow 0} \leq P_{км} \leq \frac{\infty}{C_{сц} \rightarrow \infty},$$

а максимальные значения силы $P_{т0}$ составляют: при разгоне

$$P_{т0} = G_a (\varphi + f)$$

и при торможении

$$P_{т0} = G_a (\varphi - f),$$

где $m = M_n / (M_a + M_n)$ – коэффициент весовой характеристики автопоезда; M_a , M_n – масса звеньев автопоезда; $P_{т0}$ – суммарная тормозная (тяговая) сила, приложенная к колесам автомобиля.

Таким образом, при жесткости $C_{сц} = 0$, «что равносильно отсутствию всякой связи между тягачом и прицепом, нагрузка в сцепке имеет конечное и вполне определенное значение». Понимая абсурдность такого заключения, автор вводит понятия «текущего значения нагрузки», изменяющегося непрерывно в функции времени, и дополнительно «предельного значения нагрузки» при $C_{сц} \rightarrow 0$, а также отмечает, что предел нагрузки в сцепке при $C_{сц} \rightarrow 0$ существует, но имеет чисто теоретическое значение и никогда не может быть реально достигнут. Третий вывод отно-

сится к характеру изменения зависимостей $P_{км} = f(C_{сц})$ для обоих режимов движения (см. рис. 1). Анализируя их, автор замечает, что для некоторых значений зазоров при определенном сочетании весовых данных автопоезда и темпа приложения сил можно выделить диапазон значений жесткости $C_{сц}$ (заштрихован на графиках), при котором максимальное усилие в сцепке будет наименьшим, но почему это происходит, не объясняет. В дальнейшем, при разработке рекомендаций по выбору параметров сцепки, он рекомендует выбирать значения $C_{сц}$ из этого диапазона.

Рассмотрим эти выводы по порядку, начиная с первого. Анализ приведенных в работе [1] уравнений, моделирующих процесс трогания автопоезда с места, показал, что автор не учитывал инерцию вращающихся частей автомобиля-тягача, а также его компоновку. По мнению автора, приращение поступательно движущихся масс автопоезда за счет учета инерции вращающихся частей для обычных автопоездов не превышает 3–5 % и им можно пренебречь. По нашему мнению, такое допущение неправомерно. Можно сослаться на работы Я. Х. Закина [3] и Я. Е. Фаробина [4]. Так, Я. Х. Закин прямо указывал, что «если движение автопоезда происходит на прямой или близкой к ней передаче, то можно принять коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{ап} \approx 1$, но на режиме трогания с места такое упрощение недопустимо». Проведенные нами расчеты [5] нагрузок в сцепном устройстве автопоезда на базе автомобиля УАЗ-3741 при трогании с места для двух значений коэффициента $\delta_{ап1} = 1,0$ и $\delta_{ап2} = 1,53$ (значение $\delta_{ап2}$ рассчитано по формуле, приведенной в работе Я. Х. Закина [2]), показали (см. рис. 2, а, кривые 1 и 2), что при классической компоновке тягача и $\delta_{ап2} = 1,53$ процесс разгона автопоезда происходит плавно. Вследствие чего максимальная величина нагрузок в сцепном устройстве заметно снижается (примерно в 1,4 раза) по сравнению с вариантом разгона автопоезда при $\delta_{ап1} = 1,0$.

Если же автомобиль оборудован полным приводом (4×4), то нагрузки в сцепном устройстве выше, так как движущие силы действуют уже на всех колесах тягача, и разгон автопоезда происходит интенсивнее (см. рис. 2, а, кривые 2 и 3), чем при колесной формуле 4×2. С появлением зазоров в сцепке нагрузки увеличиваются как при разгоне, так и при торможении (см. рис. 2, б, кривые 4 и 6).

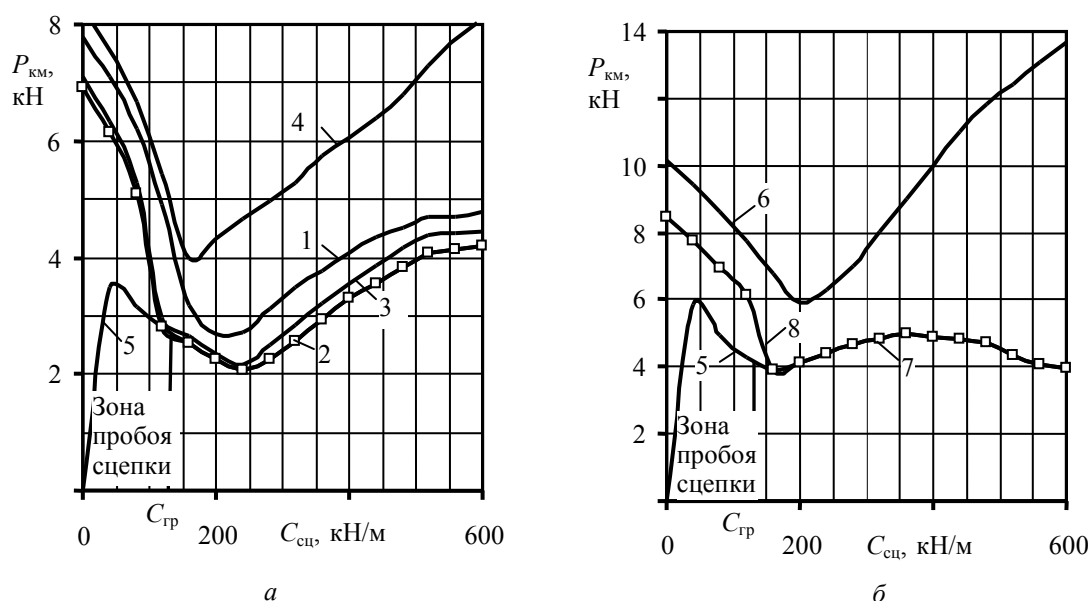


Рис. 2. Нагрузки в сцепном устройстве автомобиля УАЗ на режимах трогания с места и торможения в функции жесткости упругой связи:

$M_a = 2450$ кг, $M_n = 850$ кг, $\varphi_p = 0,45$, $\varphi_r = 0,7$, $\tau_p = \tau_r = 0,4$ с, $\xi_x = 0$, $S_{хд} = 0,025$ м; а – разгон: 1 – $\delta_{ап} = 1,0$, (4×2); 2 – $\delta_{ап} = 1,53$, (4×2); 3 – $\delta_{ап} = 1,74$, (4×4); 4 – $\delta_{ап} = 1,53$, $\xi_x = 0,01$ м, (4×2); 5 – $\delta_{ап} = 1,53$, (4×2), $S_{хд} = \infty$; б – торможение: 6 – $\xi_x = 0,01$ м; 7 – $\xi_x = 0$; $S_{хд} = 0,025$ м; 8 – $\xi_x = 0$; $S_{хд} = \infty$

Сопоставление графиков, приведенных на рис. 2, а и 2, б, говорит о том, что величина нагрузок в сцепном устройстве при торможении выше, чем при трогании с места для автопоезда с колесной формулой тягача 4×2, что, впрочем, логично, так как движущие силы действуют на колесах одной оси тягача, а тормозные силы на колесах обеих осей. И только для автопоезда, сформированного на базе полноприводного автомобиля, при $\delta_{вр} = 1,0$ и мгновенном приложении движущих сил усилие $P_{км}$ при разгоне примерно равно усилию при торможении, но этот вариант имеет чисто теоретическое значение и на практике не может быть реализован. Поэтому при оценке прочности деталей сцепного устройства в качестве основного расчетного режима, по нашему мнению, следует использовать режим торможения, тем более что для него исходные условия для расчетов сформулированы точнее.

Относительно второго вывода отметим следующее. Проведенные нами исследования и их сопоставление с данными, приведенными в работе [1], показали, что ее автор при определении пределов изменения максимальной нагрузки в сцепном устройстве не учитывал возможность пробоя упругого элемента сцепки при $C_{сц} \rightarrow 0$. Хотя в тексте монографии об этом упоминал и даже рассчитал значение продольной жесткости шасси автомобиля ГАЗ на основании обработки результатов эксперимента, но

этим и ограничился. В то же время при пробое сцепки звенья замыкаются, образуя колебательную систему, жесткость которой уже определяется продольной жесткостью шасси автопоезда, а она значительно выше жесткости упругого элемента сцепки. Учитывая сказанное, разделим понятия «начальной» $C_{сц0}$ и «текущей» $C_{сц}$ жесткости упругого элемента. На рис. 3 показаны графики, характеризующие изменение деформации $S_{хм}$ упругого элемента сцепки в функции коэффициента $C_{сц0}$ для двух случаев. В первом случае (см. рис. 3, кривые 5 и 8) максимальная величина деформации $S_{хм}$ не ограничена, а во втором – ограничена и принята равной $S_{хд} = 0,025$ м (кривые 2 и 7). На рис. 2 этим кривым соответствуют кривые изменения усилия $P_{км}$ с теми же номерами. Как видно, в том случае, если максимальная величина деформации упругого элемента не ограничена, то при $C_{сц0} \rightarrow 0$ усилие $P_{км}$ также стремится к нулю (см. рис. 2, кривые 5 и 8) как при разгоне, так и при торможении, что логично, но при этом, соответствующие им деформации $S_{хм} \rightarrow \infty$, что теоретически логично, но практически невозможно. С увеличением коэффициента $C_{сц0}$ величины $P_{км}$ растут, а $S_{хм}$ уменьшаются. Если же максимальная величина деформации ограничена ($S_{хм} \leq S_{хд}$), то при $C_{сц0} \rightarrow 0$ величина $S_{хм}$ становится больше допустимой $S_{хд}$ и происходит «пробой сцепки». В результате жесткость системы «тягач – прицеп» становится равной про-

дольной жесткости шасси автопоезда (в данном примере $C_{ш} = 558$ кН/м), а усилие $P_{км}$ резко растет (см. рис. 2, кривые 2 и 7). Не учет этого

фактора стал причиной сомнительного, по нашему мнению, вывода автора работы [1] о величине усилия в сцепке при $C_{сц0} \rightarrow 0$.

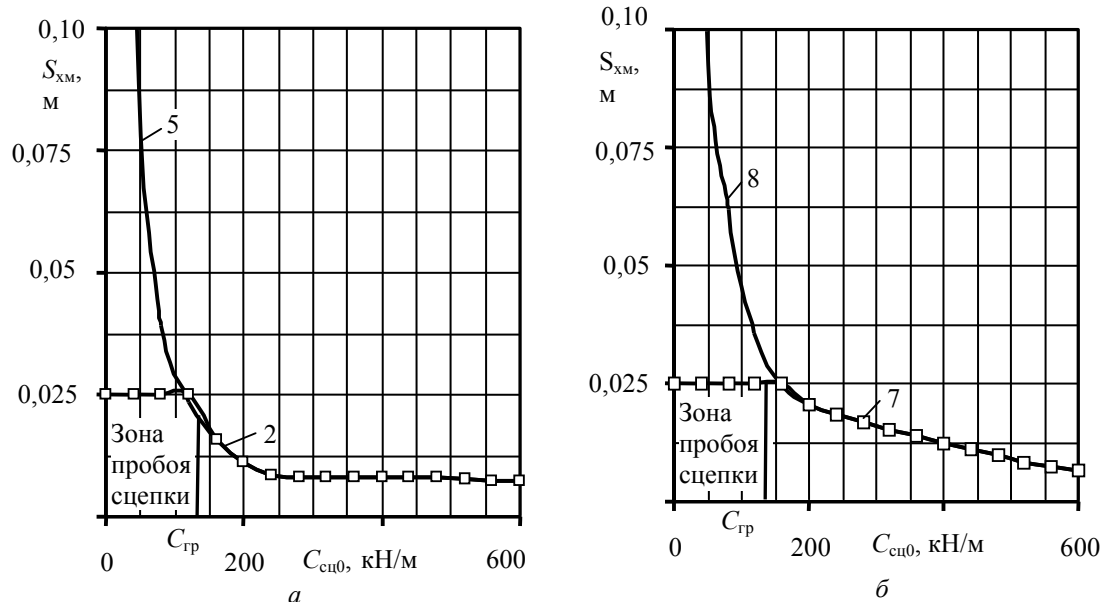


Рис. 3. Изменение деформации S_x упругого элемента сцепки на режимах трогания с места и торможения в функции жесткости упругой связи;

a – разгон: 2 – $\delta_{ан} = 1,53, (4 \times 2)$; $S_{хд} = 0,025$ м; 5 – $\delta_{ан} = 1,53, (4 \times 2)$, $S_{хд} = \infty$; b – торможение: 7 – $\xi_x = 0$; $S_{хм} = 0,025$ м; 8 – $\xi_x = 0$; $S_{хд} = \infty$ м

Теперь о третьем выводе, относительно оптимальных значений коэффициента $C_{сц}$. Он также связан с явлением «пробоя сцепки». Проведенные нами исследования показали, что при $C_{сц0} = 0$, например при разрушении упругого элемента, процесс динамического взаимодействия звеньев автопоезда носит ударный характер, подобный тому, какой имеет место при выборе зазора в сцепке. Причем величина $C_{сц0} = 0$ определяет левую границу «зоны пробоя сцепки» (см. рис. 2 и 3), а правая граница этой зоны соответствует значению коэффициента жесткости $C_{гр}$, при котором динамическое взаимодействие звеньев автопоезда происходит без пробоя упругой связи. Величина $C_{гр}$ зависит от ряда факторов, в том числе от массы прицепа, интенсивности торможения или разгона, характеристик сцепного устройства. С их увеличением величина $C_{гр}$ растет. Например, для расчетного автопоезда при $M_{п} = 850$ кг и $\xi_x = 0$ $C_{гр} \approx 165$ кН/м, а при зазоре $\xi_x = 0,005$ м почти в два раза больше. В пределах «зоны пробоя сцепки» увеличение начальной жесткости упругого элемента приводит к снижению нагрузок в сцепном устройстве за счет сдвига левой границы зоны вправо и снижения средней за время торможения жесткости системы «тягач – прицеп». Так, при $C_{сц0} = 100$ кН/м и $\xi_x = 0$ среднее значение коэффициента жесткости

$\bar{C}_{сц} \approx 523$ кН/м, а при $C_{сц0} = 160$ кН/м уже $\bar{C}_{сц} \approx 289$ кН/м. За пределами этой зоны увеличение жесткости упругой связи сопровождается пропорциональным ростом нагрузок в сцепном устройстве для обоих режимов движения. Таким образом, снижение нагрузок в пределах «зоны пробоя сцепки» обусловлено особенностями изменения жесткости упругой связи, а соответствующие им значения коэффициентов $C_{сц0}$ едва ли могут быть рекомендованы в качестве исходных параметров при выборе характеристик сцепного устройства. По нашему мнению, нужны иные подходы и критерии, учитывающие не только величину нагрузок в сцепном устройстве, но и другие показатели, характеризующие динамическое взаимодействие звеньев автопоезда в процессе движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шукин, М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей / М. М. Шукин. – М.-Л.: Машгиз, 1961. – 206 с.
2. Закин, Я. Х. Конструкции и расчет автомобильных поездов / Я. Х. Закин, М. М. Шукин, С. Я Марголис. – Л.: Машиностроение, 1969. – 331 с.
3. Закин, Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.
4. Фаробин, Я. Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я. Е. Фаробин, В. А. Овчаров, В. А. Кравцева. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981. – 160 с.
5. Железнов, Р. Е. Моделирование взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда при разгоне / Р. Е. Железнов, Е. И. Железнов // Изв. ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – № 6(166). – С. 20–24.

УДК 629.113

*И. М. Рябов¹, К. В. Чернышов¹, А. В. Поздеев¹, Ш. М. Мухучев², Ю. М. Мухидинов²***МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСЛОВИЙ И ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ
ОТРЫВОВ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ ОТ ДОРОГИ**¹ Волгоградский государственный технический университет² Махачкалинский филиал МАДИ

(e-mail: rjabov1603@mail.ru, chernykv@rambler.ru)

В статье приведена расчетная схема и составлены уравнения динамики колебательной системы эквивалентной автомобильной подвеске. Выбран критерий наличия отрыва колеса от дороги – превышение деформаций шины в цикле колебаний ее статической деформации под действием веса автомобиля. Представлены амплитудно-частотные характеристики амплитуд перемещений поддрессоренной массы, неподдрессоренной массы, деформаций подвески и деформаций шин для колебательной системы. Определены условия, при которых динамические деформации шин превышают статическую, и происходит отрыв шин. Получена формула для расчета продолжительности отрыва в цикле колебаний.

Ключевые слова: автомобиль, колеса, контакт шин с дорогой, демпфирование, расчетная схема, амплитудно-частотные характеристики колебаний, продолжительность отрыва колес.

*I. M. Ryabov¹, K. V. Chernyshov¹, A. V. Pozdeev¹, Sh. M. Muhuchev², Yu. M. Muhidinov²***THE METHOD OF DETERMINING THE CONDITIONS AND DURATION
OF THE BREAKS OF THE WHEELS OF THE CAR OFF THE ROAD**¹ Volgograd State Technical University² Makhachkala branch of the Moscow automobile-road
State Technical University (MADI)

In the article design scheme and the equations of the dynamics of the vibrating system equivalent to the car suspension. The selected criterion of separation of the wheel from the road – exceeding deformations of the tyre in the cycle of fluctuations of the static deformation under the force of the weight of the vehicle. Presents amplitude-frequency characteristics of the amplitudes of the displacements of sprung mass, unsprung mass, suspension deformation and tire deformation for vibrating system. The conditions under which dynamic deformation of the tires exceeds static and tear of tires. The formula for calculating the length of the break in the cycle of oscillation.

Keywords: automobile, wheels, tire contact with the road, damping, calculation circuit, the amplitude-frequency characteristic of oscillations, the duration of the separation of the wheels.

В технической литературе, посвященной теории поддрессирования автомобилей, уделяется мало внимания критериям и условиям стабильности контакта протектора шин с дорогой, от которых существенно зависят управляемость, курсовая устойчивость и тормозные свойства, определяющие безопасность движения автомобиля. Поэтому очевидно, что исследования, направленные на повышение продолжительности надежного контакта шины с поверхностью дороги являются актуальными, они позволят снизить число ДТП и связанные с ними затраты ресурсов.

Проблеме повышения безопасности движения на основе рационального выбора шин с учетом характеристик и состояния амортизаторов посвящены работы с участием авторов данной статьи [1, 2]. В этих статьях рассмотрены про-

блемы отрыва шин от опорной поверхности, однако условия отрыва шин в них не определены. Рассмотрим зависимость продолжительности отрывов шин от их статической деформации, характеристик амортизатора и частоты возмущения при заданной жесткости шины и подвески.

Продолжительность отрывов колес от дороги можно косвенно оценить с помощью математической модели одноопорной двухмассовой колебательной системы эквивалентной автомобильной подвеске при кинематическом гармоническом возмущении с изменяемой частотой (рис. 1). Критерием отрыва колеса является превышение деформаций шины в цикле колебаний ее статической деформации под действием веса автомобиля.

В соответствии с расчетной схемой уравнения динамики системы имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2 (z_2 - q) - k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1 (z_1 - z_2) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

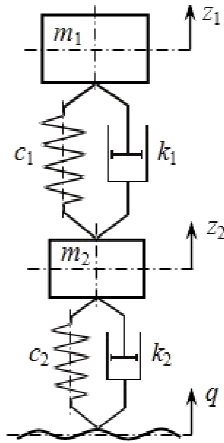


Рис. 1. Расчетная схема автомобильной подвески:
 m_1 – поддрессоренная масса; m_2 – неподдрессоренная масса; c_1 – жесткость рессоры; c_2 – жесткость шины; k_1 – коэффициент демпфирования подвески; k_2 – коэффициент демпфирования шины; z_1 – перемещение поддрессоренной массы; z_2 – перемещение неподдрессоренной массы; q – кинематическое возмущение колебаний

Разделим первое и второе уравнения на m_1 и m_2 соответственно:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \frac{k_1}{m_1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \frac{c_1}{m_1}(z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_2 + \frac{k_2}{m_2}(\dot{z}_2 - \dot{q}) + \frac{c_2}{m_2}(z_2 - q) - \frac{k_1}{m_2}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \frac{c_1}{m_2}(z_1 - z_2) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Введем обозначения:

$\frac{m_1}{m_2} = \mu$ – относительная масса; $\frac{k_1}{m_1} = 2h_1$ – удвоенное значение парциального относительно коэффициента демпфирования подвески; $\frac{k_2}{m_2} = 2h_2$ – удвоенное значение парциального относительного коэффициента демпфирования шины; $\frac{c_1}{m_1} = \omega_{01}^2$ – квадрат парциальной собственной

частоты колебаний поддрессоренной массы; $\frac{c_2}{m_2} = \omega_{02}^2$ – квадрат парциальной собственной частоты колебаний неподдрессоренной массы.

Тогда

$$\frac{k_1}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \cdot \frac{m_1}{m_2} = 2h_1\mu, \quad \frac{c_1}{m_2} = \frac{c_1}{m_1} \cdot \frac{m_1}{m_2} = \omega_{01}^2\mu. \quad (3)$$

С учетом введенных обозначений получим:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 = 2h_1\dot{z}_2 + \omega_{01}^2 z_2; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_{02}^2 z_2 + 2h_1\mu\dot{z}_2 + \omega_{01}^2\mu z_2 - 2h_1\mu\dot{z}_1 - \omega_{01}^2\mu z_1 = 2h_2\dot{q} + \omega_{02}^2 q. \end{cases} \quad (4)$$

Решение этой системы уравнений для синусоидального профиля можно представить в виде коэффициентов динамичности:

$$K_{z1} = \frac{z_{01}}{q_0} = \frac{(\omega_{01}^2\omega_{02}^2 - 2h_12h_2\omega^2)^2 + (2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2)^2 \cdot \omega^2}{\left[\omega_{01}^2\omega_{02}^2 - (2h_12h_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\mu + \omega_{02}^2) \cdot \omega^2 + \omega^4 \right]^2 + \left[(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2) \cdot \omega - (2h_1 + 2h_1\mu + 2h_2) \cdot \omega^3 \right]^2}, \quad (5)$$

$$K_{z2} = \frac{z_{02}}{q_0} = \frac{(\omega_{01}^2\omega_{02}^2 - 2h_12h_2\omega^2 - \omega_{02}^2\omega^2)^2 + (2h_1\omega_{02}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega - 2h_2\omega^3)^2}{\left[\omega_{01}^2\omega_{02}^2 - (2h_12h_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\mu + \omega_{02}^2) \cdot \omega^2 + \omega^4 \right]^2 + \left[(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2) \cdot \omega - (2h_1 + 2h_1\mu + 2h_2) \cdot \omega^3 \right]^2}. \quad (6)$$

В этих выражениях z_{01} и z_{02} – амплитуды колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс соответственно. По выражениям (5) и (6) можно построить графики амплитудно-частотных характеристик перемещений поддрессорен-

ной и неподдрессоренной масс соответственно.

Разделив числители и знаменатели поддрессоренных выражений на $\omega_{01}^4 \omega_{02}^4$, получим решения в относительных величинах:

$$K_{z1} = \frac{z_{01}}{q_0} = \frac{(1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2)^2 + (2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2)^2}{\sqrt{\left[1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_1^2 - \iota_2^2 \mu - \iota_1^2 + \iota_1^2 \iota_2^2\right]^2 + \left[2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 \mu - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2\right]^2}}, \quad (7)$$

$$K_{z2} = \frac{z_{02}}{q_0} = \frac{(1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_1^2)^2 + (2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2)^2}{\sqrt{\left[1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_1^2 - \iota_2^2 \mu - \iota_1^2 + \iota_1^2 \iota_2^2\right]^2 + \left[2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 \mu - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2\right]^2}}. \quad (8)$$

Здесь $\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_{01}}$ – парциальный относительный коэффициент затухания колебаний поддрессоренной массы; $\psi_2 = \frac{h_2}{\omega_{02}}$ – парциальный относительный коэффициент затухания колебаний неподдрессоренной массы; $\iota_1 = \frac{\omega}{\omega_{01}}$ – парциальная относительная частота возмущения

поддрессоренной массы; $\iota_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}$ – парциальная относительная частота возмущения неподдрессоренной массы.

Для получения закона деформации шины введем в уравнение (1) следующие обозначения: $z_1 - z_2 = x$ – деформация подвески; $z_2 - q = y$ – деформация шины. Получим:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 - m_1 \ddot{z}_2 + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = -m_1 \ddot{z}_2 + m_1 \ddot{q} - m_1 \ddot{q}; \\ m_2 \ddot{z}_2 - m_2 \ddot{q} + k_2 (\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2 (z_2 - q) - k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1 (z_1 - z_2) = -m_2 \ddot{q}, \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2h_1 \dot{x} + \omega_{01}^2 x = -\ddot{y} - \ddot{q}; \\ \ddot{y} + 2h_2 \dot{y} + \omega_{02}^2 y - 2h_1 \mu \dot{x} - \omega_{01}^2 \mu x = -\ddot{q}. \end{cases} \quad (10)$$

Решения этой системы уравнений в виде коэффициентов динамичности:

$$K_x = \frac{x_0}{q_0} = \frac{\omega_{02}^4 \omega^4 + 4h_2^2 \omega^6}{\sqrt{\left[\omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - (2h_1 2h_2 \omega^2 + \omega_{02}^2 \omega^2 + \omega_{01}^2 \omega^2 + \omega_{01}^2 \omega^2 \mu) + \omega^4\right]^2 + \left[2h_1 \omega_{02}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega - (2h_1 \omega^3 + 2h_1 \omega^3 \mu + 2h_2 \omega^3)\right]^2}}, \quad (11)$$

$$K_y = \frac{y_0}{q_0} = \frac{(\omega_{01}^2 \omega^2 + \omega_{01}^2 \omega^2 \mu - \omega^4)^2 + (2h_1 \omega^3 + 2h_1 \omega^3 \mu)^2}{\sqrt{(\omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 \mu - \omega_{02}^2 \omega^2 + \omega^4)^2 + (2h_1 \omega \omega_{02}^2 + 2h_2 \omega \omega_{01}^2 - 2h_1 \omega^3 - 2h_1 \omega^3 \mu - 2h_2 \omega^3)^2}}. \quad (12)$$

Здесь x_0 и y_0 – амплитуды деформаций подвески и шины соответственно. Эти решения в относительных величинах:

$$K_x = \frac{\iota_1^4 + 4\psi_2^2 \iota_2^2 \iota_1^4}{\sqrt{\left[1 - (2\psi_1 \iota_1 2\psi_2 \iota_2 + \iota_1^2 + \iota_2^2 + \iota_2^2 \mu) + \iota_1^2 \iota_2^2\right]^2 + \left[2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - (2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 + 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 \mu + 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2)\right]^2}}, \quad (13)$$

$$K_y = \frac{\sqrt{(t_2^2 + t_2^2 \mu - t_1^2 t_2^2)^2 + (2\psi_1 t_1 t_2^2 + 2\psi_1 t_1 t_2^2 \mu)^2}}{(1 - 2\psi_1 t_1 2\psi_2 t_2 - t_2^2 - t_2^2 \mu - t_1^2 + t_1^2 t_2^2)^2 + (2\psi_1 t_1 + 2\psi_2 t_2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 \mu - 2\psi_2 t_2 t_1^2)^2} =$$

$$= t_2^2 \frac{\sqrt{(1 + \mu - t_1^2)^2 + 4\psi_1^2 t_1^2 (1 + \mu)^2}}{(1 - 2\psi_1 t_1 2\psi_2 t_2 - t_2^2 - t_2^2 \mu - t_1^2 + t_1^2 t_2^2)^2 + (2\psi_1 t_1 + 2\psi_2 t_2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 \mu - 2\psi_2 t_2 t_1^2)^2} \quad (14)$$

По выражениям (11) и (12), а также (13) и (14) можно построить графики соответствующих амплитудно-частотных характеристик (деформаций подвески и деформаций шин). Кроме того, пользуясь этими выражениями, можно записать уравнения соответствующих установившихся колебаний. Например, уравнение установившихся колебаний деформаций шин:

$$y = y_0 \sin(\omega t + \varphi) = K_y q_0 \sin(\omega t + \varphi). \quad (15)$$

На рис. 2 представлены амплитудно-частотные характеристики амплитуд перемещений поддрессоренной массы, неподдрессоренной массы, деформаций подвески и деформаций шин для колебательной системы с $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с, $\psi_1 = 0,15$, $\psi_2 = 0$.

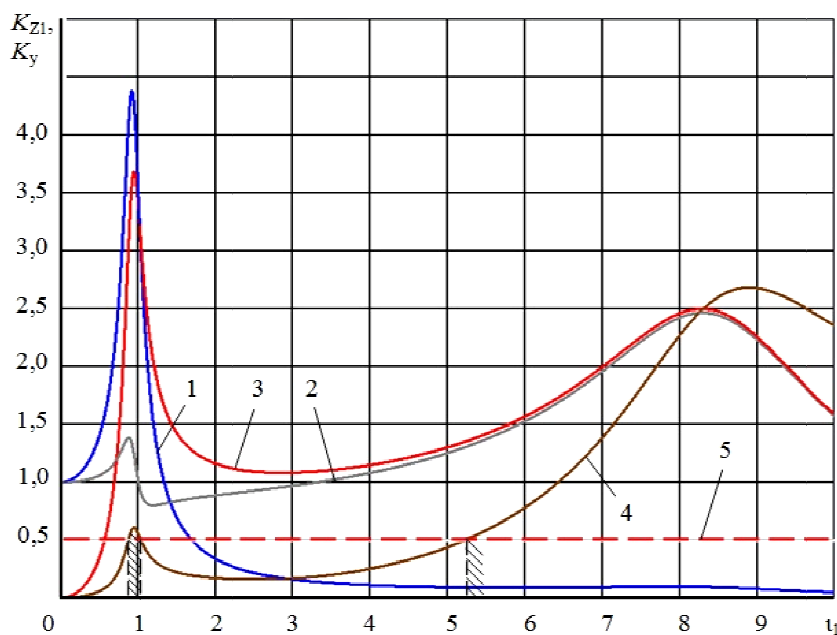


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики перемещений поддрессоренной массы (1), неподдрессоренной массы (2), деформаций подвески (3) и деформаций шин (4) для колебательной системы с $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с, $\psi_1 = 0,15$, $\psi_2 = 0$. Линия (5) соответствует величине относительной статической деформации шины $y_{\text{отн}} = 0,5$. Заштрихованные зоны соответствуют частотам, при которых динамические деформации шин превышают статическую (происходит отрыв шин)

Введем обозначение $y_{\text{ст}}$ – статическая деформация шины. Тогда $y_{\text{отн}} = \frac{y_{\text{ст}}}{q_0}$ – относительная статическая деформация шины. В результате анализа статистических данных по высоте неровностей усовершенствованных дорог с твер-

дым покрытием можно принять $y_{\text{отн}} = 0,5$, то есть статическая деформация шины равна половине высоты неровностей микропрофиля. Горизонтальной пунктирной линией на рис. 2 обозначена величина, соответствующая относительной статической деформации шины $y_{\text{отн}} = 0,5$.

Если при данной частоте возмущения ω выполняется условие $K_y < y_{\text{отн}}$, то при этой частоте всегда $y < y_{\text{ст}}$, и качение шины по дороге будет безотрывным. Если при какой-либо частоте возмущения ω выполняется условие $K_y > y_{\text{отн}}$, то при этой частоте на определенных участках цикла колебаний будет выполняться условие $y > y_{\text{ст}}$, и будут происходить отрывы шины от

поверхности дороги. Определим продолжительность этих участков в цикле колебаний.

Назовем условие $y > y_{\text{ст}}$ условием отрыва шин от поверхности дороги. В соответствии с уравнением (15), условие отрыва шин от поверхности дороги

$$K_y q_0 \sin(\omega t + \phi) > y_{\text{ст}} \quad (16)$$

$$\text{или} \quad K_y \sin(\omega t + \phi) > y_{\text{отн}}, \quad (17)$$

$$i_2^2 \sqrt{\frac{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}} \sin(\omega t + \phi) > y_{\text{отн}}. \quad (18)$$

Поскольку сдвиг фазы колебаний ϕ не влияет на продолжительность цикла колебаний и длины участков отрывов в цикле колебаний, выражение (18) можно упростить:

$$i_2^2 \sqrt{\frac{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}} \sin(\omega t) > y_{\text{отн}}. \quad (19)$$

Из условия

$$i_2^2 \sqrt{\frac{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}} \sin(\omega t) = y_{\text{отн}} \quad (20)$$

найдем продолжительность движения системы от начала цикла колебаний до момента отрыва $y = y_{\text{отн}}$:

$$\arcsin \left(\frac{y_{\text{отн}}}{i_2^2} \cdot \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}} \right) = \omega t_{\text{отр}}. \quad (21)$$

Последнее условие выполнимо только при

$$\frac{y_{\text{отн}}}{i_2^2} \cdot \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}} \leq 1. \quad (22)$$

Поскольку в цикле колебаний отрыв происходит только на части хода отбоя (рис. 3), то продолжительность отрыва на ходе отбоя

$$\Delta \tau = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{y_{\text{отн}}}{i_2^2} \cdot \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1 i_1 2\psi_2 i_2 - i_2^2 - i_2^2 \mu - i_1^2 + i_1^2 i_2^2)^2 + (2\psi_1 i_1 + 2\psi_2 i_2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 - 2\psi_1 i_1 i_2^2 \mu - 2\psi_2 i_2 i_1^2)^2}{(1 + \mu - i_1^2)^2 + 4\psi_1^2 i_1^2 (1 + \mu)^2}} \right). \quad (23)$$

Продолжительность отрывов в цикле колебаний (в долях единицы):

$$\Delta T_{\text{отр}} = \frac{\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{y_{\text{отн}}}{t_2^2} \cdot \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1 t_1 2\psi_2 t_2 - t_2^2 - t_2^2 \mu - t_1^2 + t_1^2 t_2^2)^2 + (2\psi_1 t_1 + 2\psi_2 t_2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 - 2\psi_1 t_1 t_2^2 \mu - 2\psi_2 t_2 t_1^2)^2}{(1 + \mu - t_1^2)^2 + 4\psi_1^2 t_1^2 (1 + \mu)^2}} \right)}{\pi}. \quad (24)$$

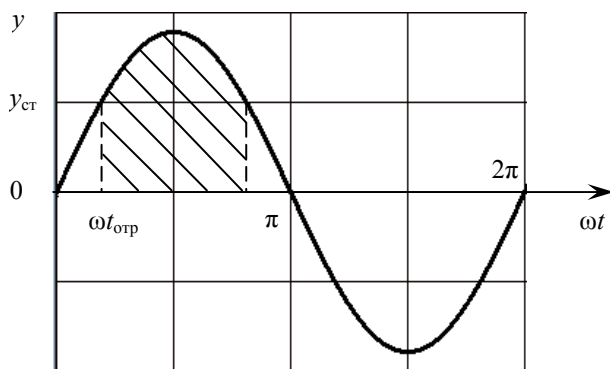


Рис. 3. Осциллограмма цикла деформаций шин:
 $y_{\text{ст}}$ – величина статической деформации шины. Заштрихованная зона соответствует условиям, при которых динамические деформации шин превышают статическую (происходит отрыв шин);
 $\omega t_{\text{отр}}$ – момент отрыва

На рис. 4 представлены результаты проведенного исследования для колебательной системы

с $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с, $\psi_2 = 0$, $y_{\text{отн}} = 0,5$ в виде зависимости относительной продолжительности отрыва шины от опорной поверхности в цикле колебаний (в долях единицы) от частоты возмущения $\Psi_{\text{отр}} = f(t_1)$.

Из рис. 4 следует, что условиями отрыва являются низкочастотный резонанс кузова и высокочастотный резонанс колес автомобиля. Причем область низкочастотного резонанса очень узкая (в диапазоне относительных частот от 1 до 1,2), а время отрыва колес не превышает 20 % времени цикла колебаний. Область высокочастотного резонанса, наоборот – широкая, начинается с относительной частоты примерно 5,25, а время отрыва колес в этой области достигает половины времени цикла колебаний.

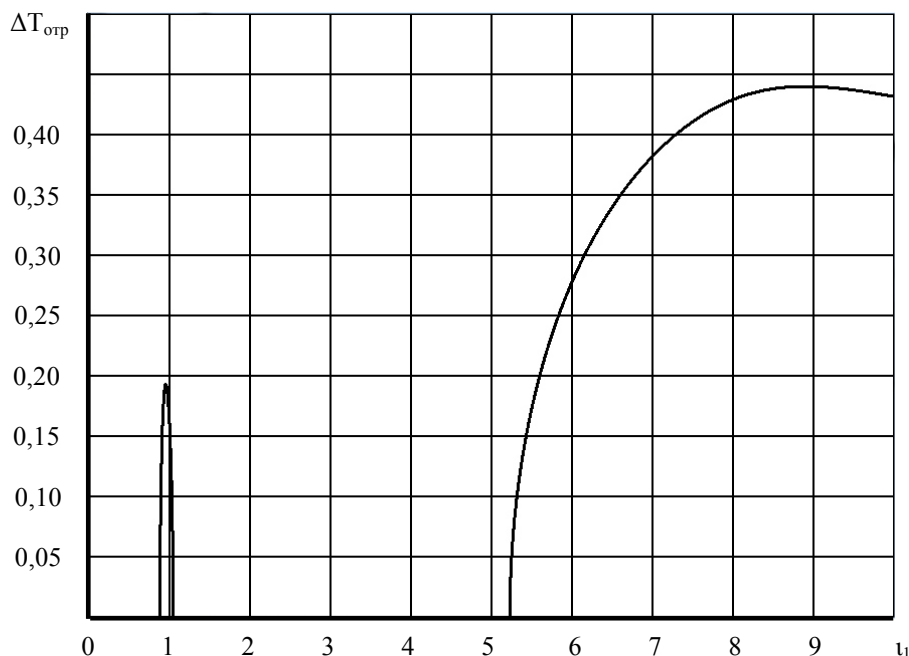


Рис. 4. Относительная продолжительность отрыва шины от опорной поверхности в цикле колебаний (в долях единицы) для колебательной системы с $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с, $\psi_1 = 0,15$, $\psi_2 = 0$

Из выражений (22), (23) и (24) следует, что на наличие и продолжительность отрывов влияют как параметры подвески (жесткость

подвески и шины, коэффициенты демпфирования амортизатора и шины, статическая деформация шины), так и высота неровностей доро-

ги. Известно, что наименьшей стабильностью из перечисленных параметров обладают коэффициент демпфирования амортизатора [3, 4] и жесткость шины [5, 6]. Оценим влияние величин этих параметров на наличие отрывов.

Рассмотрим выражение (14) для коэффициента динамичности деформаций шин. Поскольку демпфирование в шине мало и не оказывает существенного влияния на процесс колебаний, примем допущение: $\psi_2 = 0$. Получим:

$$K_y = \sqrt{\frac{(\iota_2^2 + \iota_2^2\mu - \iota_1^2\iota_2^2)^2 + (2\psi_1\iota_1\iota_2^2 + 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\mu)^2}{(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 + (2\psi_1\iota_1 - 2\psi_1\iota_1\iota_2^2 - 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\mu)^2}} =$$

$$= \iota_2^2 \sqrt{\frac{(1 + \mu - \iota_1^2)^2 + 4\psi_1^2\iota_1^2(1 + \mu)^2}{(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 + 4\psi_1^2\iota_1^2(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu)^2}}. \quad (25)$$

Условие безотрывного движения: $K_y < y_{отн}$, где $y_{отн} = \frac{y_{ст}}{q_0}$ ($y_{ст}$ – статическая деформация шины). Тогда из формулы (25) получим:

$$\frac{\iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2 + 4\psi_1^2\iota_1^2\iota_2^4(1 + \mu)^2}{(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 + 4\psi_1^2\iota_1^2(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu)^2} < y_{отн}^2, \quad (26)$$

$$\begin{aligned} & \iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2 + 4\psi_1^2\iota_1^2\iota_2^4(1 + \mu)^2 < \\ & < y_{отн}^2 \cdot (1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 + y_{отн}^2 \cdot 4\psi_1^2\iota_1^2(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu)^2. \end{aligned} \quad (27)$$

Для получения значений парциального относительного коэффициента затухания колебаний поддрессоренной массы, удовлетворяющих усло-

вию безотрывного качения шины, решим это неравенство относительно ψ_1 . Получим следующие условия безотрывного качения колеса:

$$\psi_1 < \sqrt{\frac{y_{отн}^2 \cdot (1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 - \iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2}{4\iota_1^2\iota_2^4(1 + \mu)^2 - y_{отн}^2 \cdot 4\iota_1^2(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu)^2}} \quad (28)$$

при $y_{отн}^2 \cdot (1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 - \iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2 > 0,$

и $\psi_1 > \sqrt{\frac{y_{отн}^2 \cdot (1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 - \iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2}{4\iota_1^2\iota_2^4(1 + \mu)^2 - y_{отн}^2 \cdot 4\iota_1^2(1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu)^2}} \quad (29)$

при $y_{отн}^2 \cdot (1 - \iota_2^2 - \iota_2^2\mu - \iota_1^2 + \iota_1^2\iota_2^2)^2 - \iota_2^4(1 + \mu - \iota_1^2)^2 < 0.$

На рис. 5 представлены результаты проведенного исследования для колебательной системы с $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с, $\psi_2 = 0$, $y_{отн} = 0,5$ в виде зависимости граничных значений парциального относительного коэффициента затухания колебаний поддрессоренной массы от частоты возмущения $\psi_1 = f(\iota_1)$ (рис. 5, а), также аналогичные зависимости при условии, что жесткость шины снижена в 1,5 раза ($\omega_{02} = 2\pi \cdot 9,8$ рад/с) (рис. 5, б). Заштрихованные области соответствуют условиям отрыва шины от опорной поверхности.

Анализ рис. 5 показывает, что при заданном уровне демпфирования и статической де-

формации шины в низкочастотной области колебаний имеется узкий диапазон частот, в котором возникают условия отрыва шины от опорной поверхности. В высокочастотной области колебаний отрывы шин происходят в достаточно широком диапазоне частот. Различие между рис. 5, а и рис. 5, б, соответствующими системам с нормативной и сниженной жесткостью шины, незначительно, поскольку снижение жесткости шины, приводящее, с одной стороны, к увеличению амплитуд ее деформаций, с другой стороны увеличивает статическую деформацию шины, что способствует уменьшению риска отрыва шины от опорной поверхности.

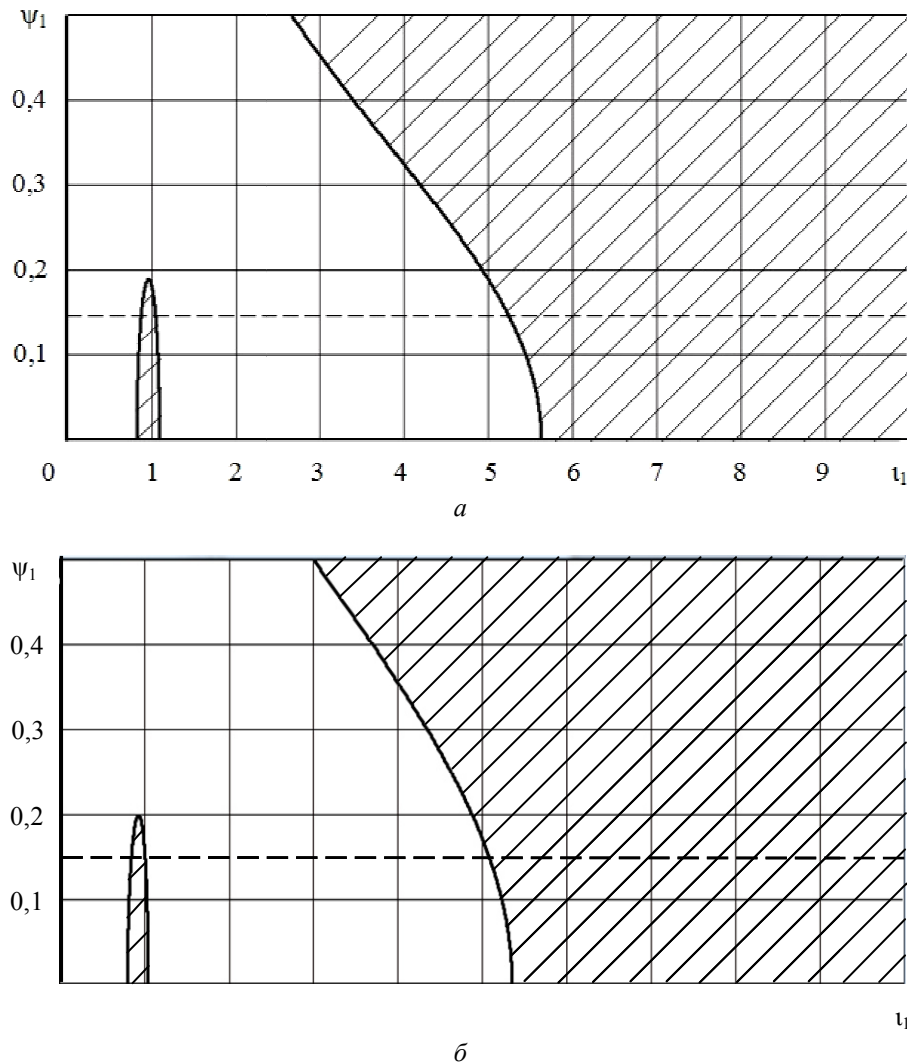


Рис. 5. Зависимость граничных значений парциального относительного коэффициента затухания колебаний поддрессоренной массы от частоты возмущения, определяющая условия безотрывного движения и отрыва шины от опорной поверхности для колебательной системы с $y_{отн} = 0,5$, $\mu = 10$, $\omega_{01} = 2\pi \cdot 1,5$ рад/с, а также $\omega_{02} = 2\pi \cdot 12$ рад/с (а) и $\omega_{02} = 2\pi \cdot 9,8$ рад/с (б): заштрихованные области соответствуют условиям отрыва шины от опорной поверхности; пунктирная линия соответствует $\psi_1 = 0,15$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Повышение безопасности автомобиля за счет рационального выбора шин с учетом характеристик амортизаторов / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, М. М. Газанов, Ш. М. Мухучев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 4 (162) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 10). – С. 45–49.
2. Рябов, И. М. Выбор высоты профиля шин автомобиля с учетом технического состояния амортизаторов / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, В. Д. Гудков, Ш. М. Мухучев, Ю. М. Мухидинов // Шина плюс: всеукраинский журнал. – 2016. – № 5. – С. 8–10.
3. О проблеме безопасности при эксплуатации автомобилей с неисправными амортизаторами / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, М. М. Гасанов, Ш. М. Мухучев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 9). – С. 103–106.
4. Определение неисправностей гидравлических амортизаторов при стендовых испытаниях / А. В. Поздеев, А. В. Похлебин, К. В. Чернышов, Ю. М. Мухидинов, Ш. М. Мухучев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 6 (166) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 12). – С. 71–76.
5. Особенности формирования нагрузочной характеристики шины / И. М. Рябов, А. В. Поздеев, М. М. Муртузов, Ш. М. Мухучев, Ю. М. Мухидинов // Актуальные вопросы развития транспортной системы : сб. науч. тр. междунар. науч.-практ. конф. (г. Махачкала, 14–15 мая 2016 г.) / ФГБОУ ВПО «Московский автомобильно-дорожный гос. техн. ун-т (МАДИ)», Махачкалинский филиал, ФГБОУ ВПО «Дагестанский гос. аграрный ун-т им. М. М. Джиблугаева». – Махачкала, 2016. – С. 38–43.
6. Изменение давления и концентрации кислорода в процессе диффузии воздуха из шины / К. В. Чернышов, И. М. Рябов, Т. Б. Залимханов, М. М. Муртузов // Грузовик. – 2011. – № 5. – С. 9–17.

УДК 621.43.06, 621.43.068.1

*Е. А. Захаров, В. А. Алимов, Э. Г. Сафаров***ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И СОСТАВА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ С ЦЕЛЬЮ ОЦЕНКИ ВОЗМОЖНОСТИ ТЕРМОХИМИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТОПЛИВА В СИНТЕЗ-ГАЗ****Волгоградский государственный технический университет**
(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье представлены результаты экспериментальных исследований температуры и состава отработавших газов поршневого и роторно-поршневого двигателей внутреннего сгорания. Приведенные результаты могут быть полезны при выборе катализаторов для термokatалитической конверсии топлива в водородосодержащий синтез-газ за счет теплоты отработавших газов.

Ключевые слова: синтез-газ, температура отработавших газов, термokatалитическая конверсия.

*E. A. Zakharov, V. A. Alimov, E. G. Safarov***STUDY OF THE TEMPERATURE AND COMPOSITION OF EXHAUST GASES OF SPARK IGNITION INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH A VIEW TO ASSESSING POSSIBILITIES FOR THERMOCHEMICAL CONVERSION OF FUELS TO SYNGAS****Volgograd State Technical University**

The article presents the results of experimental researches of temperature and composition of exhaust gases of a piston and rotary-piston internal combustion engines. The obtained results can be useful in the selection of catalysts for thermochemical fuel reforming in hydrogen-bearing syngas by the heat of exhaust gases.

Keywords: syngas, exhaust gas temperature, catalytic thermal conversion.

Во всех развитых странах мира ведутся работы по поиску новых технических решений, позволяющих снизить потребление топлива автомобильным транспортом и уменьшить его вредное воздействие на окружающую среду.

Известно, что в автомобильных двигателях доля теплоты, уносимой с отработавшими газами в окружающую среду, составляет 25...50 % от всей теплоты, выделившейся при сгорании [1]. Поэтому одним из возможных способов уменьшения расхода топлива и снижения вредных выбросов автотранспортными средствами является утилизация теплоты, сбрасываемой автомобильными двигателями в окружающую среду.

Также перспективным представляется направление, связанное с переводом транспорта на газомоторные виды топлив и их модификации посредством инициирующих добавок водородосодержащего синтез-газа. При этом одним из наиболее практичных вариантов повышения эффективности использования газовых топлив является модификация их состава непосредственно на борту транспортного средства добавками синтез-газа, получаемого путем термokatалитической конверсии части исходного газового топлива за счет теплоты отработавших газов двигателя.

При рекуперации теплоты путем термokatалитической конверсии части топлива, пода-

ваемого в двигатель, достигаются два положительных эффекта. Во-первых, происходит дополнительное увеличение полной энтальпии топлива, поступающего в цилиндры двигателя, в связи с переходом части теплоты отработавших газов в энтальпию синтез-газа и, во-вторых, из-за наличия водорода обеспечиваются кинетически более благоприятные условия сжигания основного газового топлива в двигателе.

При реализации термokatалитической конверсии топлива принципиально важным является выбор катализаторов для реактора конверсии, а также условий протекания в нем химических реакций и режимов его работы. Данный выбор невозможно сделать без знания температур и состава отработавших газов ДВС.

На кафедре «Теплотехника и гидравлика» ВолгГТУ были проведены эксперименты по определению температуры и состава отработавших газов поршневого и роторно-поршневого ДВС на различных нагрузочных режимах работы. Для этого были использованы две независимые экспериментальные установки. Первая включала балансирную машину и поршневой двигатель ВА3-11194, оснащенный газобаллонным оборудованием 4-го поколения итальянской компании OMVL; вторая – балансирную машину и роторно-поршневой двигатель ВА3-311. В качестве топлива для поршне-

вого ДВС использовался бензин марки АИ-92 и сжиженный углеводородный газ (пропан-бутан, летний); для РПД – бензин АИ-92.

Замер температуры проводился в потоке отработавших газов при помощи термопар типа «хромель-алюмель». В двигателе ВАЗ 11194 термопара была установлена после каталитического нейтрализатора (рис. 1). В двигателе ВАЗ-311 использовалось 2 термопары: термопара 1 находилась в потоке отработавших газов в непосредственной близости от термического реактора («дожигателя»), установленного на выходе из двигателя, термопара 2 – в выпускном коллекторе на удалении 30 см от первой (рис. 2).



Рис. 1. Место установки термопары в двигателе ВАЗ 11194

Измерение концентрации продуктов неполного сгорания – оксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH – производилось газоанализатором АСКОН-02. Забор проб осуществлялся непосредственно перед каталитическим нейтрализатором отработавших газов.



Рис. 2. Места установки термопар (1, 2) в выпускном коллекторе двигателя ВАЗ-311

Результаты измерения температур отработавших газов $t_{ог}$ и концентрации продуктов неполного сгорания двигателя ВАЗ 11194 при

стехиометрическом составе топливовоздушной смеси приведены в табл. 1, 2.

Специализированное программное обеспечение, поставляемое с газобаллонным оборудованием OMVL, позволяет производить его многоуровневую настройку и создавать «гибкую» топливную карту. За счет коррекции коэффициентов впрыска становится возможным использование бедных газовоздушных смесей [3]. В составе отработавших газов в этом случае появляется свободный кислород, который обязательно нужно учитывать при подборе катализатора и условий протекания химических реакций преобразования пропан-бутана в синтез-газ.

Таблица 1

Двигатель ВАЗ 11194, топливо: бензин АИ-92				
n , мин ⁻¹	M_e , кг·м	CO , % по объему	CH , млн ⁻¹	$t_{ог}$, °C
820	0	0,42	188	335
2000	1,7	0,58	83	536
2000	2,3	0,72	99	593
2000	4	0,39	103	607
2000	6	0,29	87	650
2000	8	0,38	96	728

Таблица 2

Двигатель ВАЗ 11194, топливо: пропан-бутан				
n , мин ⁻¹	M_e , кг·м	CO , % по объему	CH , млн ⁻¹	$t_{ог}$, °C
820	0	0,23	191	298
2000	0	0,23	98	505
2000	2,3	0,35	91	530
2000	4	0,17	98	595
2000	6	0,28	109	672
2000	8	0,22	120	682

Таблица 3

Двигатель ВАЗ 11194, топливо: пропан-бутан						
n , мин ⁻¹	λ	M_e , кг·м	CO , % по объему	CH , млн ⁻¹	O_2 , % по объему	$t_{ог}$, °C
2000	16,4	1,6	0,06	57	1,152	488
2000	15,9	2,3	0,11	92	0,528	535
2000	16,5	2,3	0,05	65	1,273	517
2000	17	2,3	0,09	107	1,853	505
2000	18,5	2,3	0,09	112	3,405	492
2000	15,8	4	0,08	106	0,399	580
2000	15,8	8	0,08	125	0,399	643

Значения температур отработавших газов и состав продуктов неполного сгорания при ра-

боте двигателя ВАЗ 11194 на бедных топливовоздушных смесях приведены в табл. 3 (для таких смесей воздушно-топливное соотношение λ для пропан-бутана больше 15,5).

При измерении температуры и состава отработавших газов в роторно-поршневом ДВС варьировались углы опережения зажигания Θ . Результаты измерений представлены в табл. 4.

Таблица 4

n, мин ⁻¹	M _e , кг·м	Θ , ° ПКВ	Номер термодатчика		CO, %	CH ₄ , млн ⁻¹
			1	2		
			t _{ог} , °C	t _{ог} , °C		
1265	0	28	515	265	0,65	384
2030	0	28	682	502	0,77	447
2160	0	28	770	522	0,70	466
2000	2,5	25,2	700	550	0,18	540
2000	2,5	19,6	740	560	0,33	428
2000	2,4	16,8	760	550	0,22	325
2000	2,4	15,4	770	560	0,22	285

Результаты экспериментальных исследований показали, что температура отработавших

газов для большинства режимов работы поршневого ДВС находится в диапазоне 500...650 °C, роторно-поршневого – 500...770 °C. По данным Института катализа СО РАН, при наличии соответствующих катализаторов, данная температура будет достаточной для эффективной термодокаталитической конверсии пропан-бутана в синтез-газ непосредственно на борту транспортного средства [3].

Полученные результаты экспериментов могут быть использованы для выбора катализаторов для термодокаталитического реактора конверсии основного топлива в водородосодержащий синтез-газ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин [и др.]. – М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.
2. Снижение расхода сжиженного углеводородного газа ДВС с искровым зажиганием за счет настроек газобаллонного оборудования / Е. А. Захаров [и др.] // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт.
3. Термодокаталитическое преобразование топлив в водородосодержащий газ за счет рекуперированного тепла двигателей внутреннего сгорания / В. А. Кириллов [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2013. – Т. 47. – № 5. – С. 503–517.

УДК 621.437.

К. В. Приходьков, Ю. В. Левин, Е. А. Федянов, С. Ю. Кан

МЕЖЦИКЛОВАЯ НЕИДЕНТИЧНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ ПРИ ДОБАВКАХ ВОДОРОДА К ОСНОВНОЙ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: tig@vstu.ru)

Роторно-поршневой двигатель (двигатель Ванкеля) является альтернативой традиционным поршневым двигателям. Роторно-поршневой двигатель обладает рядом преимуществ, таких как малые габариты и вес, большая удельная мощность по сравнению с поршневыми двигателями. Однако недостатки, в том числе связанные с повышенным расходом топлива, препятствуют широкому распространению таких двигателей. В статье рассматривается применение обедненных топливовоздушных смесей как одно из решений указанной проблемы. С помощью индицирования двигателя исследована межцикловая неидентичность рабочего процесса, увеличивающаяся при обеднении смеси. Получены статистические данные о величине максимального и среднего индикаторного давлений цикла. Показано, что добавки небольших, до 5 %, порций водорода к основной топливовоздушной смеси позволяют добиться устойчивой работы двигателя при коэффициенте избытка воздуха 1,3.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель Ванкеля, межцикловая неидентичность, обедненная топливовоздушная смесь, водород.

K. V. Prikhodkov, Y. V. Levin, E. A. Fedyanov, S. Y. Kan

NON-IDENTITY OF THE WORKING PROCESS OF ROTARY-PISTON WANKEL ENGINE AT THE ADDITIVES OF HYDROGEN TO THE MAIN FUEL-AIR MIXTURE Volgograd State Technical University

Rotary engine (Wankel engine) is the one of alternative for traditional piston ones. It has a some advantages such as low mass and dimension, more a higher power-to-weight than piston engines. But it has a one great disadvantage – high fuel consumption level which prevents the widespread use of such engines. At this article using of lean fuel-air mixtures in Wankel engine described as a decision for fuel consumption decreasing. Trough pressure trace into combustion chamber cycle-by-cycle variability was investigated, increasing with lean fuel-air mixtures. Statistics of maximum pressure and indicated mean effective one was obtained. As it was shown mixture of petrol and 5 % of hydrogen allow to achieve stable operation with air equivalence ratio 1,3.

Keywords: Wankel rotary engine, cycle-by-cycle variability, lean combustion, hydrogen.

Введение

Межцикловая неидентичность рабочего процесса (МЦН) – это одна из характерных особенностей двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топливовоздушной смеси (ТВС). Именно МЦН является основным фактором на пути использования обедненных ТВС, позволяющих существенно снизить расход топлива и повысить экологические характеристики двигателя. При уменьшении нестабильности работы ДВС наиболее актуальным вопросом становится снижение минимально устойчивой частоты холостого хода [1, 2], как наиболее характерного режима работы транспортной энергетической установки в городских условиях.

Причины возникновения и следствия МЦН в значительной мере исследованы применительно к поршневым двигателям [2–6].

Принято выделять три основные причины межцикловых вариаций процесса сгорания ТВС: вариации состава топливовоздушной смеси от цикла к циклу [7–9], хаотичный характер турбулентного движения ТВС в камере сгорания [6, 10] и нестабильность параметров искрового разряда на свече зажигания, инициирующего воспламенение ТВС [2, 3, 6, 11]. При этом особенности организации процесса сгорания в роторно-поршневом двигателе несомненно должны быть учтены для полного представления о МЦН в таком двигателе.

Вытянутая узкая форма камеры сгорания РПД способствует недогоранию [12, 13] топлива и, как следствие, повышенному расходу топлива и концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах. Основной причиной указанных недостатков является неполное сгорание топлива вблизи задней по ходу вращения вершины ротора, обусловленное однонаправленным вращением ротора. Как правило, для снижения влияния этого фактора РПД оснащается двумя свечами зажигания.

Другим эффективным способом снижения неполноты сгорания является увеличение скорости распространения пламени в сторону зад-

ней вершины ротора в результате использования добавки такого промотирующего газа, как водород [14–17]. Двигатель Ванкеля в большей степени приспособлен к работе на водороде, чем ПД. Отсутствие в конструкции РПД выпускного клапана и расположение свечей зажигания в специальных предкамерах полностью исключает вероятность преждевременного воспламенения водородовоздушной смеси.

На кафедре «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского государственного технического университета ведутся исследования организации рабочего процесса РПД при добавках к основному топливу водорода [18, 19].

Выбор водорода в качестве добавки к основному топливу обусловлен рядом его преимуществ по сравнению с другими топливами. Водород самое энергоемкое топливо, его теплота сгорания составляет 120 МДж/кг, что в 2–3 раза выше, чем у природного и попутного нефтяного газов, бензина и дизельного топлива, в 5–6 раз выше, чем у спиртовых типов и в 7 раз больше чем у аммиака.

При этом, несмотря на все преимущества, широкого распространения водород в качестве основного топлива не получил, вследствие сложности получения и хранения, отсутствия развитой инфраструктуры топливных заправок, необходимости конструктивных изменений в двигателе и его системах. Использование же незначительных, до 10 % по массе, добавок к основному топливу не требует существенных доработок систем топливоподачи и представляется более перспективным подходом к использованию водорода.

Экспериментальная установка

Экспериментальное исследование проведено на роторно-поршневом двигателе ВАЗ-311, установленном на испытательном стенде (рис. 1). Данный стенд оснащен всеми измерительными системами, необходимыми для снятия стандартных характеристик двигателя. Подача водорода осуществлялась во впускной трубопровод [18], находящийся за дроссельным узлом.

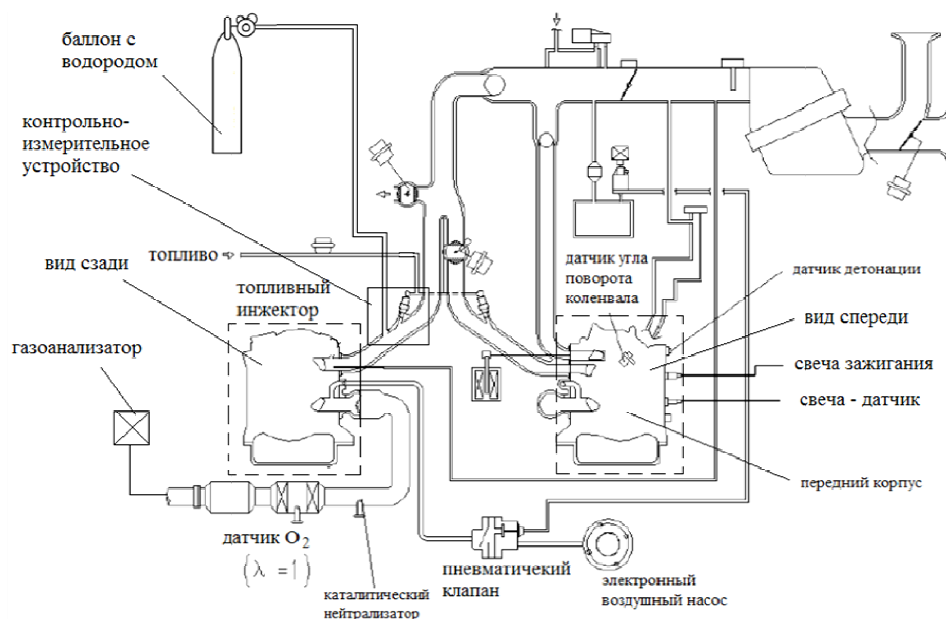


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Для индицирования двигателя применялся пьезоэлектрический датчик давления фирмы Kistler (тип 6118B), интегрированный в корпус свечи зажигания.

Исследования проводились преимущественно на режимах частичных нагрузок с добавлением до 5 % по массе топлива водорода

Результаты исследований

Рис. 2, на котором приведены совмещенные

по началу отсчета индикаторные диаграммы в последовательных циклах, наглядно иллюстрирует явление МЦН в РПД. Можно отметить, что неидентичность рабочего процесса присуща РПД как и поршневому двигателю и имеет место на всех исследованных режимах. Аналогично поршневым двигателям обеднение ТВС приводит к росту неидентичности протекания рабочего процесса.

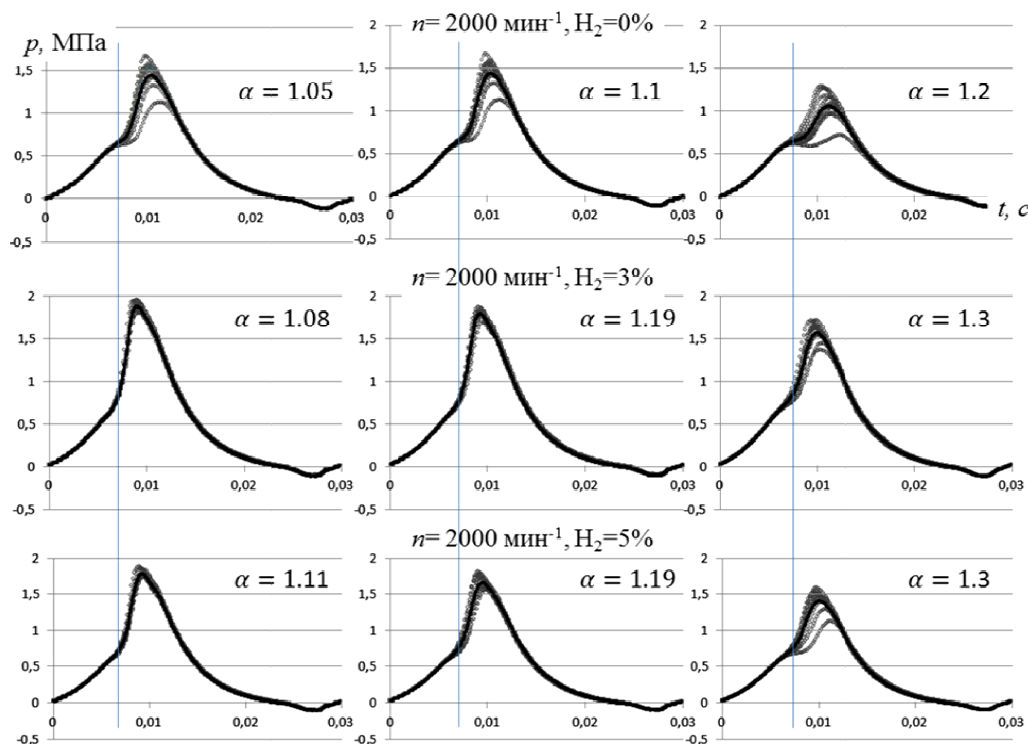


Рис. 2. Индикаторные диаграммы последовательных циклов

Как видно из приведенного рисунка, добавка водорода к топливу позволяет повысить как равномерность протекания рабочего процесса, так и значение максимального давления цикла. Данный положительный эффект наблюдается как на составах смеси, близких к стехиометрических, так и на обедненных смесях.

Для получения количественной информации о параметрах рабочего процесса обрабатывались индикаторные диаграммы в не менее чем в 30 последовательных циклов.

В качестве параметров, характеризующих МЦН, определялись статистические характеристики значения среднего индикаторного давления p_e и времени достижения максимального давления.

На рис. 3 показана зависимость коэффициента вариации давления от содержания водорода.

Как видно из рис. 3, добавка водорода существенно снижает коэффициент вариации давления, причем степень влияния зависит от частоты вращения коленчатого вала. Так, на-

пример, если при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ влияние незначительно, то при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ 5 % добавка приводит к снижению коэффициента вариации давления на 1,5 %.

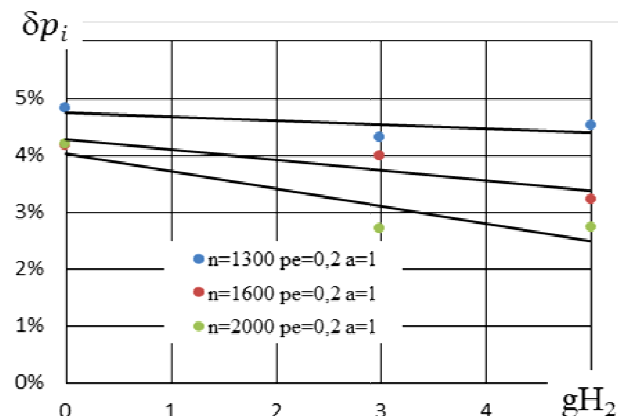


Рис. 3. Зависимость коэффициента вариации давления от величины добавки водорода

Влияние добавок водорода на МЦН при обеднении ТВС показано на рис. 4.

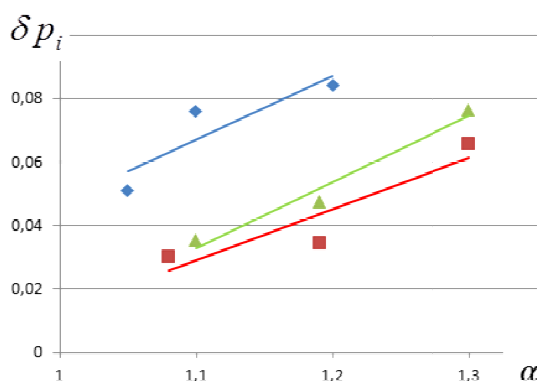
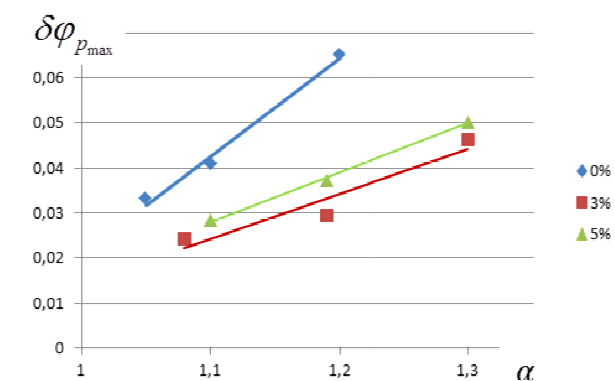


Рис. 4. Влияние добавок водорода на неидентичность рабочего процесса при обеднении ТВС

Результаты опытов, представленные на рис. 4, показывают, что добавкой водорода к ТВС можно добиться работы двигателя на обедненных смесях со средним индикаторным давлением, сопоставимым по величине работе на экономичном составе.

Так, например, удалось добиться устойчивой работы с $\delta p_i = 6 \%$ на $\alpha = 1,3$, в то время как при работе на чистой бензо-воздушной смеси такая устойчивость работы достигается на $\alpha = 1,05$. При этом вариации времени достижения максимального давления цикла составляют около 4 %.

В целом, можно говорить о том, что незначительными добавками водорода к основной ТВС можно добиться существенного снижения МЦН рабочего процесса, в том числе при существенном обеднении.



Полученные данные помогают объяснить, в некоторой степени, результаты проведенных ранее экспериментов [20], в которых за счет добавки 5 % водорода выбросы CO уменьшились в два раза, а выбросы C_xH_y – на 42 %, при одновременном снижении удельного расхода топлива на 4,2 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ji C., Wang S. Strategies for improving the idle performance of a spark-ignited gasoline engine // Int. J. Hydrogen Energy. 2012. Vol. 37, № 4. P. 3938–3944.
2. Федянов, Е. А. Межцикловая неидентичность рабочего процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания с принудительным зажиганием : монография / Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – 111 с.
3. Федянов, Е. А. et al. Влияние вариаций величины пробивного напряжения на динамику развития начального

очага горения в двигателях с искровым зажиганием на режиме холостого хода // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – Vol. 3, P. 141–143.

4. Petrovic, S. Cycle by Cycle Variations of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine. 1982.

5. Ceviz M.A., Yüksel F. Cyclic variations on LPG and gasoline-fuelled lean burn SI engine // Renew. Energy. 2006. Vol. 31, № 12. P. 1950–1960.

6. Pera C., Knop V., Reveillon J. Influence of flow and ignition fluctuations on cycle-to-cycle variations in early flame kernel growth // Proc. Combust. Inst. 2014.

7. Aleiferis P.G. et al. The relative effects of fuel concentration, residual-gas fraction, gas motion, spark energy and heat losses to the electrodes on flame-kernel development in a lean-burn spark ignition engine // Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng. 2004. Vol. 218, № 4. P. 411–425.

8. Pera C., Chevillard S., Reveillon J. Effects of residual burnt gas heterogeneity on early flame propagation and on cyclic variability in spark-ignited engines // Combust. Flame. 2013. Vol. 160, № 6. P. 1020–1032.

9. Злотин, Г. Н. Развитие начального очага горения гомогенной топливовоздушной смеси в цилиндре ДВС / Г. Н. Злотин, К. В. Приходьков III.С.Н // Двигателестроение. – 2007. – Vol. 3. P. 7–10.

10. Ho C.M., Santavica D.A. Turbulence Effects on Early Flame Kernel Growth. 1987.

11. Burgett R.R., Leptich J.M., Sangwan K.V.S. Measuring the Effect of Spark Plug and Ignition System Design on Engine Performance. 1972.

12. Ohkubo M. et al. Developed Technologies of the New Rotary Engine (RENESIS). 2004.

13. Bracco F. V., Sirignano W.A. Theoretical Analysis of Wankel Engine Combustion // Combust. Sci. Technol. Taylor & Francis Group, 2007. Vol. 7, № 3. P. 109–123.

14. Jeng D.-Z. et al. The Numerical Investigation on the Performance of Rotary Engine with Leakage, Different Fuels and Recess sizes // SAE Technical Papers. 2013. Vol. 2013.

15. Salanki P.A., Wallace J.S. Evaluation of the Hydrogen-Fueled Rotary Engine for Hybrid Vehicle Applications // SAE Technical Papers. 1996.

16. Amrouche F. et al. An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine // Int. J. Hydrogen Energy. 2014. Vol. 39, № 16. P. 8525–8534.

17. Mariani A. et al. Combustion analysis of a spark ignition i. c. engine fuelled alternatively with natural gas and hydrogen-natural gas blends // Int. J. Hydrogen Energy. 2013. Vol. 38, № 3. P. 1616–1623.

18. Пат. 2546933 РФ, МПК F02B53/10 USA. РФ 2015. Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания / Федянов Е. А., Захаров Е. А., Левин Ю. В. Е.М.Г.: пат.

19. Modelling of flame propagation in the gasoline fuelled Wankel rotary engine with hydrogen additives / Е.А. Федянов, Е.А. Захаров, К.В. Приходьков, Ю.В. Левин // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 177 : International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016 (Tomsk, Russian Federation, 27–29 October, 2016). – [United Kingdom], 2017.

20. Федянов, Е. А. Влияние добавки водорода на показатели роторно-поршневого двигателя Ванкеля / Е. А. Федянов, Ю. В. Левин, С. Н. Шумский, В. А. Алексейчук. // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – С. 65–68.

УДК 621.436.12

А. М. Ларцев, Е. А. Федянов

О ПРИМЕНИМОСТИ ФОРМУЛЫ ВОШНИ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Изложены результаты проверки применимости формулы Вошни для дизельных двигателей воздушного охлаждения большой размерности. Проверка выполнена путем сравнения расчетных и экспериментально полученных значений доли теплоты, теряемой в стенку камеры сгорания. Приведены кривые тепловыделения, построенные на основе обработки индикаторной диаграммы дизеля. Сделан положительный вывод о применимости формулы Вошни для определения величины коэффициента теплоотдачи в камере сгорания дизелей воздушного охлаждения большой размерности.

Ключевые слова: дизели воздушного охлаждения, потери теплоты, теплообмен в камере сгорания, формула Вошни.

A. M. Lartsev, E. A. Fedyanov

ABOUT APPLICABILITY OF THE VOSHNI FORMULA FOR AIR COOLING DIESELS OF LARGE DIMENSION

Volgograd State Technical University

The results of the verification of the applicability of the Voshni formula for diesel engines of air cooling of large dimension are presented. The verification is performed by comparing the calculated and experimentally obtained values of the fraction of heat lost in the wall of the combustion chamber. The heat dissipation curves plotted on the basis of processing the diesel indicator diagram are given. The positive conclusion is made about the applicability of the Voshni formula for determining the value of the heat transfer coefficient in the combustion chamber of air-cooled diesel engines of large dimension.

Keywords: air cooling diesels, heat losses, heat exchange in the combustion chamber, Voshni formula.

Термическая напряженность деталей цилиндрично-поршневой группы является одним из основных факторов, лимитирующих уровень форсирования двигателей воздушного охлаждения. Особенно острой становится проблема термической напряженности для дизелей большой размерности, у которых возможности отвода теплоты системой охлаждения близки к пределу. Определение условий, при которых может быть получена максимальная мощность таких дизелей при сохранении приемлемого уровня термической напряженности конструкции, является важной научно-технической задачей, так как позволяет снизить удельную материалоемкость и эксплуатационные затраты.

Для расчетной оценки изменения теплового состояния деталей цилиндрично-поршневой группы при форсировании дизеля воздушного охлаждения требуется априори находить тепловые потоки в стенки камеры сгорания, для чего необходимо знать величину коэффициента теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Для вычисления указанного коэффициента предложен

ряд формул, в том числе формула Вошни [2]. Эта формула получена обобщением методами теории подобия большого объема экспериментальных данных, полученных при испытаниях дизеля жидкостного охлаждения размерностью $S/D = 18,6/21$. В известной литературе нет данных о применимости этой формулы для дизелей воздушного охлаждения, в частности для дизелей воздушного охлаждения с размерностью, близкой по возможностям отвода теплоты в систему охлаждения к предельной.

Проверка применимости формулы Вошни для вычисления коэффициента теплоотдачи в стенки камеры сгорания дизеля воздушного охлаждения большой размерности была проведена с использованием результатов индицирования дизеля 8 ЧВН 15/16. Индицирование было выполнено на номинальном режиме работы дизеля: мощность $N_e = 309,5 \pm 0,5$ кВт, частота вращения $n = 1700 \pm 1$ мин⁻¹. Цикловая подача составляла $g_{ц} = 71,65 \pm 0,25$ мг и обеспечивала коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,08$.

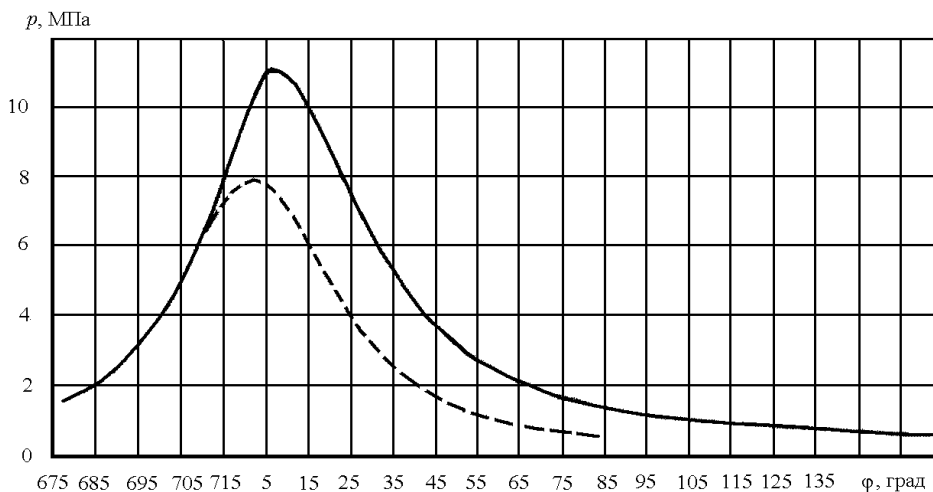


Рис. 1. Индикаторная диаграмма, снятая в шестом цилиндре дизеля 8ЧВН 15/16

На рис. 1 представлена индикаторная диаграмма, снятая в шестом цилиндре дизеля. После обработки этой диаграммы по общепринятой методике [1] было получено значение активного тепловыделения (рис. 2) и, соответственно, найдена доля теплоты, отданной в стенки камеры сгорания и затраченной на диссоциацию продуктов сгорания.

По формуле Ньютона-Рихмана вычислены априорные значения теплового потока в стенку камеры сгорания в функции угла поворота коленчатого вала:

$$\dot{Q}_w(\varphi) = \alpha_k(\varphi) \cdot (T_r(\varphi) - T_w), \quad (1)$$

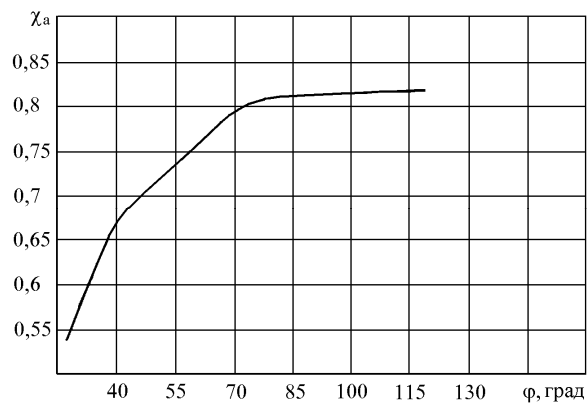


Рис. 2. Кривая активного тепловыделения, полученная в результате обработки индикаторной диаграммы

где $T_r(\varphi)$ – средняя по камере сгорания температура рабочего тела, T_w – среднее по поверхности камеры сгорания значение температуры стенок, $\alpha_k(\varphi)$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от рабочего тела в стенки камеры сгорания.

Средняя по камере сгорания температура рабочего тела была определена по уравнению состояния, при этом значения текущего объема

цилиндра вычислены по известным формулам [1], а значения текущих давлений взяты по индикаторной диаграмме. Средняя температура стенок камеры сгорания задана на основе экспериментальных данных. Для определения величины коэффициента конвективной теплоотдачи в стенки камеры сгорания была использована формула Вошни [2]:

$$\alpha_k(\varphi) = 127,9 \frac{P^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D^{0,2}} \left[2,28 \cdot c_m + 0,00324 \frac{V_h \cdot T_a}{p_a \cdot V_a} (p - p_{пр}) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где p , T – текущие значения давления и температуры газов в цилиндре, D – диаметр цилиндра, c_m – средняя скорость поршня, V_h – рабочий объем цилиндра, p_a , V_a , T_a – параметры заряда в цилиндре в начале такта сжатия, $p_{пр}$ – давление в цилиндре при прокрутке двигателя без подачи топлива.

Теоретические значения доли теплоты $\chi_w(\varphi)$, отданной в стенки камеры сгорания, найдены как

$$\chi_w(\varphi) = \frac{Q_w(\varphi)}{Q(\varphi)}, \quad (2)$$

где $Q_w(\varphi)$ – теплота, отданная за период от начала до текущего момента процесса сгорания в стенки камеры сгорания, $Q(\varphi)$ – теплота, выделившаяся к текущему моменту в результате сгорания топлива.

α_k , Вт/(м²·К)

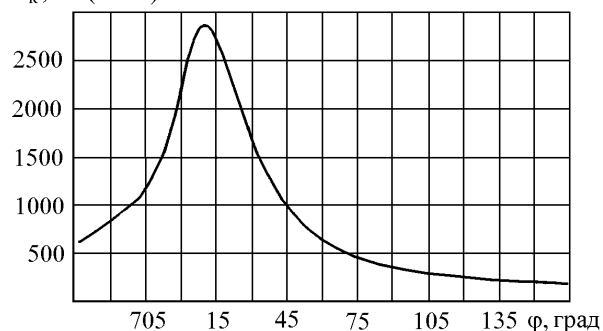


Рис. 3. Зависимость величины коэффициента теплоотдачи в стенки камеры сгорания от угла поворота коленчатого вала

Полученные в результате расчетов зависимости значений $\alpha_k(\varphi)$ и $\chi_w(\varphi)$ от угла поворота коленчатого вала двигателя представлены на рис. 3 и 4. Суммируя значения активного тепловыделения, найденные обработкой индикаторной диаграммы с расчетными значениями доли теплоты, отданной в стенки камеры сгорания, видим, что эта сумма составляет 0,94 от полного тепловыделения и, следовательно, на

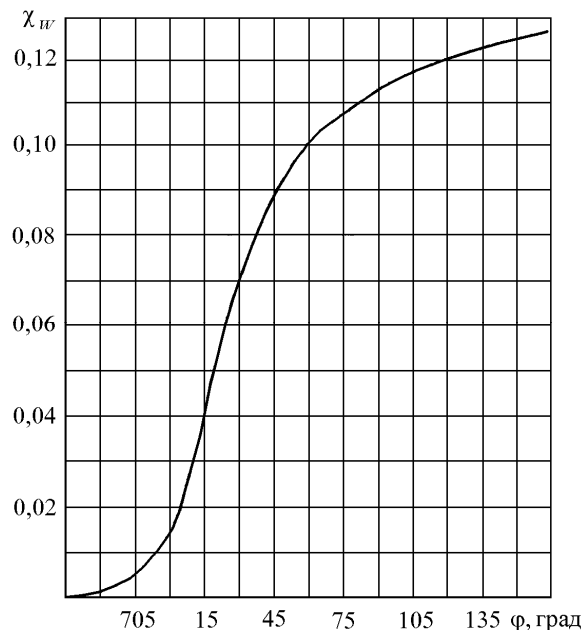


Рис. 4. Доля теплоты, отданной в стенки камеры сгорания от угла поворота коленчатого вала

долю потерь теплоты на диссоциацию остается 6 %. Такое значение хорошо согласуется с известными оценками потерь на диссоциацию в дизельных двигателях [1]. Таким образом, проведенный анализ позволяет утверждать, что формула Вошни пригодна для расчетного априорного определения коэффициента теплоотдачи в стенки камер сгорания дизелей воздушного охлаждения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н. Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
2. Кавтарадзе, Р. 3. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. 3. Кавтарадзе. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – 515 с.
3. Ларцев, А. М. Перспективы совершенствования дизелей воздушного охлаждения большой мощности / А. М. Ларцев, Е. А. Федянов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»; вып. 4). – С. 41–43.

УДК 656.073.7

*И. М. Рябов, В. В. Горина***ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ
НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДОСТАВКИ КОНТЕЙНЕРОВ
В СМЕШАННЫХ ПЕРЕВОЗКАХ****Волгоградский государственный технический университет**
(e-mail: rjabov1603@mail.ru)

В статье рассмотрена существующая технология доставки контейнеров в смешанных перевозках грузов и описаны ее преимущества и недостатки. Предложен способ устранения выявленных недостатков за счет применения новой конструкции контейнера с грузоподъемными стойками. Проведен сравнительный анализ существующей и предлагаемой технологии доставки контейнеров в смешанных перевозках.

Ключевые слова: смешанные перевозки, контейнер, грузоподъемные стойки, доставка грузов, транспортное средство.

*I. M. Ryabov, V. V. Gorina***ENERGY AND RESOURCE SAVING WHEN USING NEW TECHNOLOGY
OF DELIVERY OF CONTAINERS IN MULTIMODAL TRANSPORT****Volgograd State Technical University**

The article considers the existing technology of container delivery in mixed cargo transportation and describes its advantages and disadvantages. A method for eliminating the identified shortcomings is proposed by using a new container design with load-lifting struts. A comparative analysis of the existing and proposed technology for the delivery of containers in mixed transportations is carried out.

Keywords: multimodal transport, container, cargo rack, cargo delivery, transport vehicle.

В настоящее время контейнерные перевозки являются самым экономичным и экологичным видом транспортировки грузов на большие расстояния, поскольку позволяют освободить грузовладельца от необходимости транспортной упаковки и маркировки отдельных грузовых мест, снижают затраты на погрузочно-разгрузочные и складские работы, в 2–3 раза сокращают капиталовложения в складское хозяйство. За последние 10 лет рынок контейнерных перевозок в России вырос более чем в 10 раз, но в нем велика доля транспортных издержек, которая составляет 15–20 % против 7–8 % в Западных странах. Поэтому одной из основных задач транспортных компаний РФ является разработка и внедрение новых энерго- и ресурсосберегающих технологий доставки контейнеров.

Существующая технология доставки контейнеров в смешанных перевозках имеет ряд существенных недостатков, таких как:

1) недостаточное количество контейнерных терминалов увеличивает общие затраты на доставку контейнеров и ухудшает экологичность перевозок из-за больших пробегов автомобильного транспорта;

2) применяемые специальные погрузочно-разгрузочные устройства (контейнерные краны и погрузчики) характеризуются высо-

кими затратами энергии при их эксплуатации;

3) большое количество операций в цикле доставки грузов в контейнере потребителю, что приводит к увеличению затрат и времени доставки.

Для устранения указанных недостатков предлагается новая технология доставки контейнеров в смешанных перевозках, основанная на применении разработанной авторами новой конструкции контейнера с грузоподъемными стойками, которая показана на рисунке [1].

Грузоподъемные стойки позволяют самостоятельно осуществлять подъем и опускание контейнера на грузовые платформы транспортных средств (ТС) [3]. По новой технологии доставки разгрузка и погрузка контейнера осуществляется от аккумулятора подвижного состава с минимальным расходом энергии. Контейнер может быть установлен на высоту удобную для его выгрузки или загрузки. Таким образом, отпадает необходимость применения вспомогательной дорогой и энергозатратной техники для выполнения погрузочно-разгрузочных операций с контейнером.

Сравнение существующей и предлагаемой технологии доставки контейнеров по используемому оборудованию и подвижному составу представлено в таблице [2].

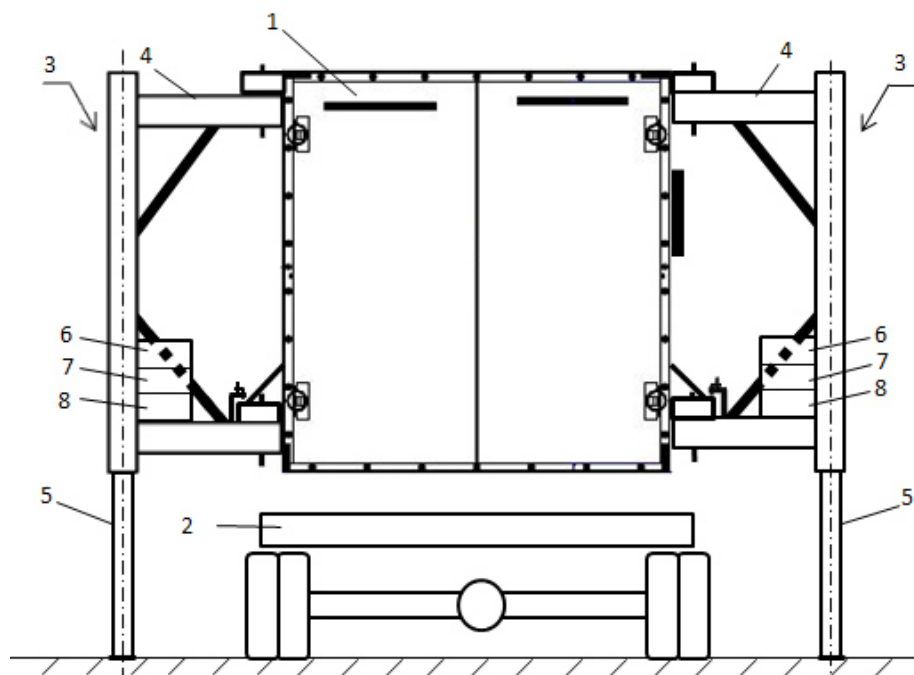


Рис. 1. Конструкция контейнера с грузоподъемными стойками:
1 – корпус контейнера; 2 – платформа автотранспортного средства; 3 – грузоподъемные стойки;
4 – силовой корпус; 5 – телескопический выдвижной элемент; 6 – гидронасос; 7 – емкость с рабочей жидкостью; 8 – дросселирующий распределитель

Сравнение существующей и предлагаемой технологии доставки контейнеров

№	Этапы	Используемое оборудование и подвижной состав	
		Существующая технология	Предлагаемая технология
1	Погрузка грузов	Универсальные погрузчики	
2	Погрузка контейнера на ТС	Спец. погрузочные устройства	Грузоподъемные стойки контейнера
3	Перевозка контейнера	Спец. полуприцепы-контейнеровозы	Универсальная грузовая платформа
4	Снятие контейнера с ТС	Спец. разгрузочные устройства	Грузоподъемные стойки контейнера
5	Разгрузка грузов из контейнеров	Ручная погрузка–выгрузка с помощью тележек или погрузчиков	

Ресурсосбережение при доставке контейнеров можно выразить в виде целевой функции:

$$T_{\text{ц}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $T_{\text{ц}}$ – время цикла доставки грузов в контейнере.

При этом в общем виде рабочее время доставки грузов в контейнерах в смешанном сообщении имеет следующий вид:

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7, \quad (2)$$

где t_1 – время загрузки груза в контейнер; t_2 – время погрузки контейнера на транспорт; t_3 – время в пути до объекта; t_4 – время перегрузки контейнера на другой вид транспорт; t_5 – время в пути с объекта до потребителя; t_6 – время снятия контейнера с транспорта; t_7 – время разгрузки контейнера.

Рассмотрим каждый этап доставки подробнее.

При использовании идентичных погрузочно-разгрузочных механизмов время загрузки

и время разгрузки контейнера равны между собой: $t_1 = t_7$.

Многочисленные операции, составляющие технологический процесс погрузки контейнера на подвижной состав, можно объединить в следующие четыре элемента:

$t_1^{\text{п}}$ – ожидание погрузки;

$t_2^{\text{п}}$ – маневрирование подвижного состава;

$t_3^{\text{п}}$ – подготовка подвижного состава к погрузке контейнера;

$t_4^{\text{п}}$ – погрузка.

При этом время погрузки контейнера на транспорт будет иметь вид:

$$t_2 = t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}} + t_3^{\text{п}} + t_4^{\text{п}}. \quad (3)$$

Идентичные элементы включают в себя этап перегрузки и снятия контейнера с подвижного состава, следовательно:

$$t_4 = t_1^{\text{пер}} + t_2^{\text{пер}} + t_3^{\text{пер}} + t_4^{\text{пер}}, \quad (4)$$

$$t_6 = t_1^{\text{снят}} + t_2^{\text{снят}} + t_3^{\text{снят}} + t_4^{\text{снят}}. \quad (5)$$

С учетом всех преобразований общий вид цикла доставки грузов в контейнере в смешанном сообщении по существующей технологии можно представить в виде 16 этапов:

$$T_{\text{ц}} = 2t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}} + t_3^{\text{п}} + t_4^{\text{п}} + t_3 + t_1^{\text{пер}} + t_2^{\text{пер}} + t_3^{\text{пер}} + t_4^{\text{пер}} + t_5 + t_1^{\text{снят}} + t_2^{\text{снят}} + t_3^{\text{снят}} + t_4^{\text{снят}} \quad (6)$$

Использование контейнеров новой конструкции позволяет осуществлять погрузку контейнера на подвижной состав и снятие с него самостоятельно, поэтому ожидание погрузки, перегрузки и снятия буду равны нулю:

$$t_1^{\text{п}} = t_1^{\text{пер}} = t_1^{\text{снят}} = 0. \quad (7)$$

Использование контейнеров новой конструкции часто позволяет исключить и этап маневрирования подвижного состава, так как разгрузка-погрузка контейнера может осуществляться в любом месте:

$$t_2^{\text{п}} = t_2^{\text{пер}} = t_2^{\text{снят}} = 0. \quad (8)$$

При этом цикл доставки грузов в контейнере в смешанном сообщении по предлагаемой технологии можно представить в виде 10 этапов:

$$T_{\text{ц}} = 2t_1 + t_3^{\text{п}} + t_4^{\text{п}} + t_3 + t_3^{\text{пер}} + t_4^{\text{пер}} + t_5 + t_3^{\text{снят}} + t_4^{\text{снят}}$$

Таким образом, применение новой технологии доставки контейнеров позволяет добиться энерго- и ресурсосбережения за счет:

- уменьшения доли перемещения контейнеров на автомобильном транспорте;
- сокращения почти в 2 раза числа операций перевозки и времени доставки груза;

– расширения области применения контейнеров вследствие возможности использования в цепи доставки не контейнерных терминалов, а грузовых станций;

– повышения производительности автомобильного подвижного состава из-за сокращения простоев в ожидании разгрузки-погрузки контейнера.

– снижения затрат энергии на разгрузку-погрузку контейнера.

Кроме того, снижается количество вредных выбросов за счет уменьшения доли перемещения контейнеров на автомобильном транспорте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. П. м. 168036 Российская Федерация, МПК B65D90/14, B60P1/64. Погрузочно-разгрузочное устройство транспортного контейнера / И. М. Рябов, В. В. Горина; ВолгГТУ. – 2017.
2. Рябов, И. М. Особенности управления контейнеров с грузоподъемными стойками / И. М. Рябов, В. В. Горина // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств : матер. XIII междунар. заочн. науч.-техн. конф. (г. Пенза, 18 мая 2017 г.) / редкол.: Э. Р. Домке (отв. ред.) [и др.] ; ФГБОУ ВО «Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомобильно-дорожный ин-т. – Пенза, 2017. – С. 312–316.
3. Рябов, И. М. Технологии перевозки контейнеров с использованием грузоподъемных стоек = Technology of container transportation using load-lifting pillars / И.М. Рябов, В.В. Горина // Мир транспорта = World of Transport and Transportation. – 2016. – Т. 14, № 4 (65). – С. 52–61.
4. Ширяев, С. А. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства : учебник для вузов / С. А. Ширяев, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин. – Москва : Горячая линия – Телеком, 2007. – 848 с.

УДК 536.24

Г. С. Закожурникова, С. С. Закожурников

К ВОПРОСУ ОБ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА КАРБИДА КРЕМНИЯ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: tig@vstu.ru)

Карбид кремния (SiC) находит широкое применение в различных отраслях промышленности. Однако, существующие математические модели его производства не учитывают ряд важных факторов, как, например, фильтрацию газа сквозь шихту. Также само его производство не является достаточно энергетически эффективным. Представлена усовершенствованная модель производства карбида кремния, а также ряд мер по улучшению энергоэффективности его производства.

Ключевые слова: производство карбида кремния, печь сопротивления, фильтрация, тепломассоперенос.

G. S. Zakozhurnikova, S. S. Zakozhurnikov

ON THE QUESTION OF THE ENERGY EFFICIENCY OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF SILICON CARBIDE PRODUCTION

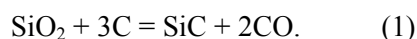
Volgograd State Technical University, Russia

Silicon carbide (SiC) is widely used in various industries. However, existing mathematical models of its production do not take into account a number of important factors, such as, for example, the filtration of gas through a charge. Also, the production itself is not sufficiently energetically effective. An improved model for the production of silicon carbide is presented, as well as a number of measures to improve the energy efficiency of its production.

Keywords: production of silicon carbide, resistance furnace, filtration, heat and mass transfer.

Карбид кремния в промышленных условиях получают восстановлением кремнезема углеродистым материалом. Разогрев исходных продуктов до необходимой температуры проводится за счет подвода электроэнергии.

Реакция образования SiC представлена следующим образом



Процесс карбидообразования начинается при температуре 1500 °С [1] и протекает с поглощением энергии.

Одним из недостатков существующего производства SiC в печах сопротивления является большая энергоемкость процесса. Сокращение энергопотребления возможно за счет устранения избыточного расхода энергии и реализации энергосберегающих мероприятий. Отметим, что одним из эффективных инструментов решения задач повышения энергоэффективности является метод математического моделирования. Также моделирование позволяет избежать производственных экспериментов, что связано с экономией исходных материалов и потребления электроэнергии.

На сегодняшний день математическому описанию процесса получения карбида кремния посвящено небольшое число работ. При

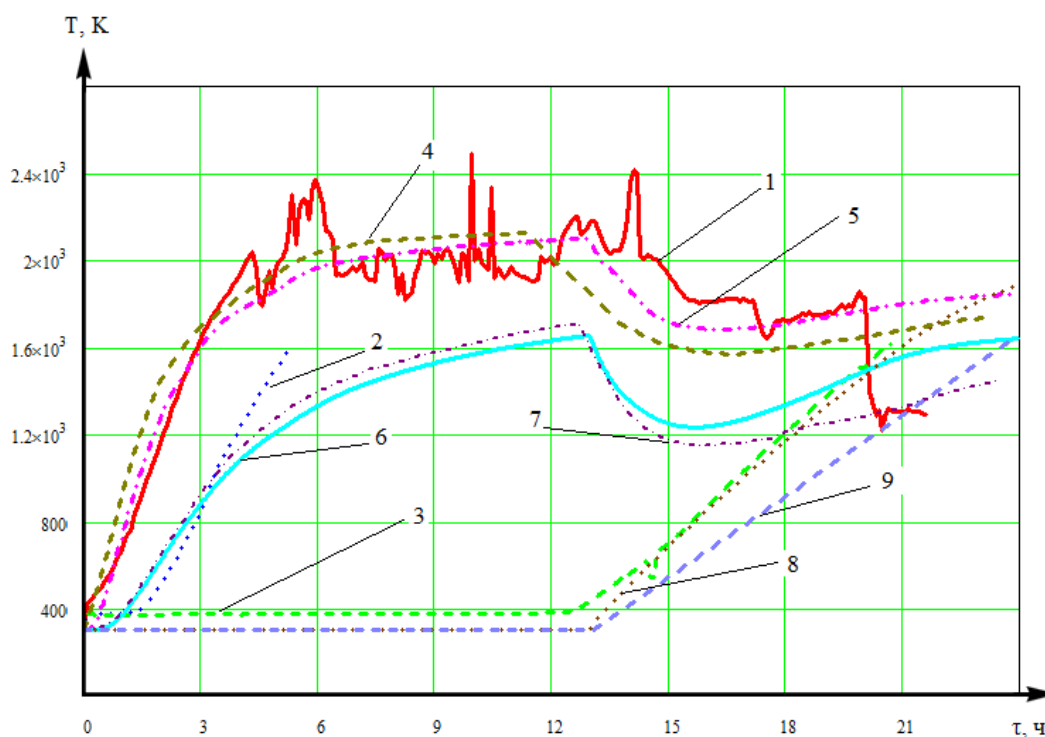
этом известные математические модели учитывают не все явления, влияющие на показатели процесса. Немногие известные математические модели процесса производства карбида кремния используют существенно упрощенную картину процесса и не позволяют получить необходимую информацию об изменении важных для получения карбида кремния параметров, определяющих его качество и выход как конечного продукта производства.

Математическая модель, детально описывающая процесс производства карбида кремния, изложена в [2]. Авторами [2] учтены сушка материала, теплота различных экзо- и эндотермических реакций. Данная модель была уточнена путем учета фильтрации газовой составляющей через шихту.

Расчет температурного поля в промышленной печи представлен в виде математической модели, которая состоит из двумерного дифференциального уравнения теплопроводности с внутренними источниками теплоты:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = -\text{div} \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q_v, \quad (2)$$

где T – температура, К; τ – время, с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; q_v – мощность внутренних источников тепла в теле, Вт/м³.



Графики температур для карбида кремния с учетом фильтрационного переноса и без его учета: 1, 2, 3 – кривые, построенные по экспериментальным данным [2]; 4, 5, 6, 8 – кривые, соответствующие кривым 1, 2, 3, построенные по результатам численных экспериментов с учетом фильтрационного переноса; 7, 9 – кривые, соответствующие кривым 4, 5, 6, 8, построенные по результатам численных экспериментов без учета фильтрационного переноса

Причем мощность внутренних источников является комплексным параметром, состоящим из нескольких слагаемых, зависящих от большого количества величин:

$$q_V = q_{V,\text{эл}} + q_{V,\text{хим}} - q_{V,\text{суш}} + q_{V,\text{ф}}, \quad (3)$$

где $q_{V,\text{эл}}$ – энергоснабжения приходящиеся на греющий элемент печи сопротивления (кern), $q_{V,\text{хим}}$ – внутренние источники (стоки) тепла, обусловленные химическими превращениями в печи, $q_{V,\text{суш}}$ – сушка твердого компонента, $q_{V,\text{ф}}$ – фильтрация парогазовой смеси.

По результатам расчетов авторами получена зависимость температуры от времени (см. рисунок) и показано влияние фильтрационного переноса на изменение температур в разных зонах печи.

У прилегающих к kernу зон теплопроводность оказывает большее влияние чем перенос тепла фильтрационными потоками (кривая 4 в сравнении с кривой 5). Но в отдаленных от kernа зонах рост температуры обусловлен именно прохождением газообразных фильтрационных потоков (кривая 9 в сравнении с кривой 8) [3].

Исходя из поведения температурных кривых можно предположить, что необходима разработка более эффективных способов нагрева материала. Прогрев периферийных зон также

остается проблемным. Использование тепла отходящих газов поможет улучшить энергоэффективность процесса образования карбида кремния. Необходимо отметить, что производство ведется при постоянном энергоподводе, режим с переменным энергоподводом должен быть более эффективным.

В работе выделены основные недостатки существующего процесса производства и предложены варианты снижения энергоемкости. Предложенная математическая модель показала хорошее соответствие результатов настоящих расчетов с полученными экспериментальными данными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Полубелова, А. С. Производство абразивных материалов / А. С. Полубелова, В. Н. Крылов, В. В. Карлин, И. С. Ефимова. – СПб.: Машиностроение, 1968. – 180 с.
2. Закожурникова, Г. С. Повышение энергетической эффективности производства карбида кремния на основе моделирования плавильного процесса / автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.14.04 ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», 2015. – С. 1–20.
3. Мазлов, А. А. Влияние фильтрационного переноса на изменение температуры в реакционной зоне печи сопротивления для получения карбида кремния / А. А. Мазлов, Н. А. Елфимов, Г. С. Закожурникова, С. С. Закожурников // Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XIX Бенардосовские чтения) II том Теплоэнергетика г. Иваново, 2017 г., с. 208–210.

Редактор
В. В. Свитачева

Компьютерная верстка:
Е. В. Макарова

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77–64543 от 22 января 2016 г.
Федеральной службы по надзору в сфере связи, информационных технологий
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор)

Адрес редакции и издателя: 400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28.
Волгоградский государственный технический университет (ВолГТУ)
Телефон: гл. редактор – (8442) 23-00-76
E-mail: rector@vstu.ru

Темплан 2017 г. Поз. № 25ж. Подписано в печать 03.10.2017 г. Формат 60 x 84 1/8.
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл.-печ. л. 6,97. Уч.-изд. л. 6,74.

Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ №
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО ИУНЛ ВолГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.
Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В научно-техническом журнале «ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, представляют научный и практический интерес для широкого круга специалистов в области экономики.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на дискетах или компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Дискета должна быть вложена в отдельный конверт, на этикетке дискеты указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, в котором работает автор статьи. В конце статьи ставится полное название учреждения, которое рекомендует статью для публикации, дата и подпись автора (всех авторов).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления». Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводится на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *a*, *b*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной–двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail), документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.