

ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 3 (28)
2019



16+

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ





Издается
с января 2004 г.

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

ISSN 2500-0586

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

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

Редакционная коллегия:

И. И. Артюхов – 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. Кортаев – д.т.н., проф., ИТМО,
г. Санкт-Петербург
О. Г. Котиев – д.т.н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. А. Львов – д.т.н., проф., СГТУ
им. Ю. А. Гагарина, 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.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).

Тел. издательства ВолгГТУ:
+7 (8442) 24-84-05,
fax: +7 (8442) 24-84-08,
e-mail: zavrio@vstu.ru

№ 3 (28)
Октябрь
2019

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.

ISSN 2500-0586

Editor-in-chief

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

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
O. G. 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
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
A. N. Shilin – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd

Executive Secretary
Yu. V. Aristova – 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+OK).

VSTU Publisher tel.:

+7 (8442) 24-84-05,
fax: +7 (8442) 24-84-05,
e-mail: zavrio@vstu.ru

© Volgograd State Technical University,
«Energo- e resursosberezhenie: promyshlennost' i transport», 2019

Energo- i resursosberezhenie: Promyshlennost' i transport

(Energy and Resource Saving:
Industry and Transport)
science-technical journal

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

№ 3 (28)
October
2019

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 accord-
ance 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. 22	Ляшенко М. В. 10
Галактионов С. А. 25	Орлов И. Ю. 18
Гаряев А. Б. 31	Приходьков К. В. 22
Горюнов В. А. 25	Рязанцев В. И. 6
Дубов И. Ю. 28	Сафаров Э. Г. 22
Закожурников С. С. 31	Титов И. М. 18
Закожурникова Г. С. 31	Трынов Ф. А. 18
Захаров Е. А. 18, 22	Федянов Е. А. 10, 22, 25
Искалиев А. И. 10	Шеховцов В. В. 10
Кузеванов В. С. 31	

AUTHOR INDEX

Alimov E. A. 22	Prikhodkov K. V. 22
Dubov I. Yu. 28	Ryazantsev V. I. 6
Fedyanov E. A. 10, 22, 25	Safarov E. G. 22
Galaktionov S. A. 25	Shekhovtsov V. V. 10
Garyaev A. B. 31	Titov I. M. 18
Goryunov V. A. 25	Trynov F. A. 18
Iskaliev A. S. 10	Zakharov E. A. 18, 22
Kuzevanov V. S. 31	Zakozhurnikov S. S. 31
Lyashenko M. V. 10	Zakozhurnikova G. S. 31
Orlov I. Yu. 18	

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Рязанцев В. И.</i> Сравнительная характеристика эффективности разных структур системы управления вертикальными реакциями дороги на колеса при движении автомобиля по неровностям.....	6
<i>Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Федянов Е. А., Исканиев А. И.</i> Математическая модель колебаний сиденья транспортного средства с рекуперацией энергии посредством пневматического потребителя.....	10
<i>Захаров Е. А., Орлов И. Ю., Титов И. М., Трынов Ф. А.</i> Совершенствование диагностирования технического состояния автомобильных климатических установок.....	18
<i>Алимов В. А., Захаров Е. А., Приходьков К. В., Сафаров Э. Г., Федянов Е. А.</i> Влияние добавок синтез-газа на межцикловую неидентичность рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием.....	22
<i>Галактионов С. А., Горюнов В. А., Федянов Е. А.</i> Гидравлическая система для очистки трубчатых теплообменных аппаратов.....	25
<i>Дубов И. Ю.</i> Опыт эксплуатации системы шариковой очистки (СШО) конденсатора теплофикационной турбины типа Т-100. Экономическая эффективность внедрения сшо на турбинах данного типа...	28
<i>Кузеванов В. С., Гаряев А. Б., Закожурников С. С., Закожурникова Г. С.</i> Особенности тепломассопереноса в пористых увлажненных средах при больших тепловых нагрузках.....	31

CONTENTS

<i>Ryazantsev V. I.</i> COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF THE EFFICIENCY OF DIFFERENT STRUCTURES OF THE CONTROL SYSTEM OF THE VERTICAL REACTIONS OF THE ROAD ON THE WHEELS WHEN DRIVING ON ROUGH ROAD.....	6
<i>Lyashenko M. V., Shekhovtsov V. V., Fedyanov E. A., Iskaliev A. S.</i> MATHEMATICAL MODEL OF VEHICLE SEAT VIBRATIONS WITH ENERGY RECOVERY BY MEANS OF A PNEUMATIC CONSUMER.....	10
<i>Zakharov E. A., Orlov I. Yu., Titov I. M., Trynov F. A.</i> IMPROVING THE DIAGNOSIS OF TECHNICAL CONDITION OF AUTOMOBILE CLIMATIC INSTALLATION.....	18
<i>Alimov E. A., Zakharov E. A., Prihodkov K. V., Safarov E. G., Fedyanov E. A.</i> EFFECT OF SYNGAS ADDITIVES ON CYCLE-BY-CYCLE VARIABILITY OF SPARK IGNITION ENGINE.....	22
<i>Galaktionov S. A., Goryunov V. A., Fedyanov E. A.</i> HYDRAULIC SYSTEM FOR THE CLEANING UP OF TUBULAR HEAT EXCHANGERS.....	25
<i>Dubov I. Yu.</i> EXPERIENCE OF OPERATION OF THE BALL CLEANING SYSTEM CONDENSER EXTRACTION TURBINE, TYPE T-100. ECONOMIC EFFICIENCY OF INTRODUCTION OF THE SSHO ON TURBINES OF THIS TYPE.....	28
<i>Kuzevanov V. S., Garyaev A. B., Zakozhurnikov S. S., Zakozhurnikova G. S.</i> PECULIARITIES OF HEAT AND MASS TRANSFER IN POROUS MOISTENED MEDIUMS AT HIGH THERMAL LOADS.....	31

В. И. Рязанцев

**СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗНЫХ СТРУКТУР
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫМИ РЕАКЦИЯМИ ДОРОГИ
НА КОЛЕСА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОСТЯМ**

МГТУ им. Н. Э. Баумана

E-mail: ryazantsev1@yandex.ru

В ряде государств, в том числе в России, в силу их чрезвычайно больших размеров, значительное количество автомобильных дорог находятся в относительно неблагоприятном состоянии. Для таких дорог характерны участки с неровностями различного вида, среди которых присутствуют как синусоидальные неровности с амплитудой 0,01–0,05 м, а также профили, описываемые случайными функциями. При движении автомобиля по таким участкам дороги могут возникать колебания колес на их резонансной частоте. В случае развития интенсивных колебаний возможен отрыв колес от дорожной поверхности. Соответственно, в отдельные моменты времени значения вертикальной реакции дороги уменьшаются до 0, что приводит к снижению боковой устойчивости движения автомобиля. Избежать этого можно при применении новой системы активной безопасности автомобиля – системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо при движении по неровностям. Одним из важных вопросов, встающим перед конструкторами такой системы, является вопрос об энергетической эффективности привода. Рассматриваемая система для управления вертикальной реакцией использует исполнительное устройство, называемое актюатор, в качестве которого может быть применен какой-либо двигатель. Актюатор включается в подвеску, параллельно упругому элементу и амортизатору. Разные сочетания этих элементов в подвеске характеризуются различными затратами энергии на управление системой стабилизации. Этот вопрос и является предметом обсуждения в настоящей статье.

Ключевые слова: устойчивость движения автомобиля, система стабилизации вертикальной реакции на колесо автомобиля, автоматизированные системы подпрессоривания автомобиля

V. I. Ryazantsev

**COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF THE EFFICIENCY OF DIFFERENT
STRUCTURES OF THE CONTROL SYSTEM OF THE VERTICAL REACTIONS
OF THE ROAD ON THE WHEELS WHEN DRIVING ON ROUGH ROAD**

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

In a number of countries, including Russia, due to their extremely large size, a significant number of roads are in a relatively poor condition. Such roads are characterized by areas with irregularities of various types, among which there are sinusoidal irregularities with an amplitude of 0.01–0.05 m, as well as profiles described by random functions. When driving a car on such sections of the road, vibrations of the wheels may occur at their resonant frequency. In case of development of intensive fluctuations separation of wheels from a road surface is possible. Accordingly, at some points in time, the values of the vertical reaction of the road are reduced to 0, which leads to a decrease in the lateral stability of the vehicle. This can be avoided by using a new system of active safety of the car – the system of stabilization of the vertical reaction of the road to the wheel when driving on bumps. One of the important issues facing the designers of such a system is the question of the energy efficiency of the drive. The system under consideration for controlling the vertical reaction uses an Executive device called an actuator, which can be used as an engine. The actuator is included in the suspension, parallel to the elastic element and the shock absorber. Different combinations of these elements in the suspension are characterized by different energy costs to control the stabilization system. This issue is the subject of discussion in this article.

Keywords: the stability of the car; the system of stabilization of a vertical reaction at the wheel of the vehicle; the automated suspension system of the car

В настоящее время практически все выпускаемые автомобили оборудуются так называемой пассивной, или неуправляемой подвеской. Неуправляемая подвеска не обеспечивает приемлемые эксплуатационные свойства автомобиля в ряде режимов движения. Последние годы задача управления подвеской все больше занимала умы инженеров и ученых, работающих в области конструирования автомобилей. Возможность изменять частотные свойства подвески и, таким образом, изменять плавность хода автомобиля, интересовала конструкторов, создающих спортивные, медицинские и военные автомобили. Многие годы управляемая подвеска применяется для статического регулирования положения кузова автомобиля, а в последние годы быстродействующая система для динамического регулирования подвески применена на серийном автомобиле Мерседес, что позволяет повысить плавность хода автомобиля на неровной дороге. Повышенные колебания кузова в определенной степени могут снижать устойчивость движения автомобиля. Однако устойчивость движения, более точно поперечная устойчивость автомобиля, также зависит от характера вариации вертикальных реакций дороги на колесах. При движении по периодическому профилю дороги в условиях резонанса колес вертикальная реакция дороги на колеса может изменяться в широких пределах. В таких случаях возможен отрыв колеса и, как следствие, нулевое значение вертикальной реакции. Снижение значений вертикальной реакции вызывает снижение поперечной устойчивости оси и автомобиля в целом. Избежать этого возможно с применением новой системы активной безопасности – системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колеса при движении автомобиля по неровной дороге.

На рис. 1 представлена одна из возможных схем системы стабилизации вертикальной реакции дороги на одно колесо. Этот вариант, с одной стороны, дает возможность управления с наименьшей затратой энергии, и, с другой стороны, позволяет эксплуатировать автомобиль при выходе из строя системы управления подвеской. Динамическая модель рассматриваемой системы стабилизации включает поддрессоренную массу, имитирующую кузов автомобиля, неподдрессоренную массу, имитирующую массу автомобильного колеса с подвижными деталями подвески, подшипникового узла и тормозного механизма. В структуре под-

вески управляемый элемент (актюатор) – включен параллельно с упругим элементом и амортизатором.

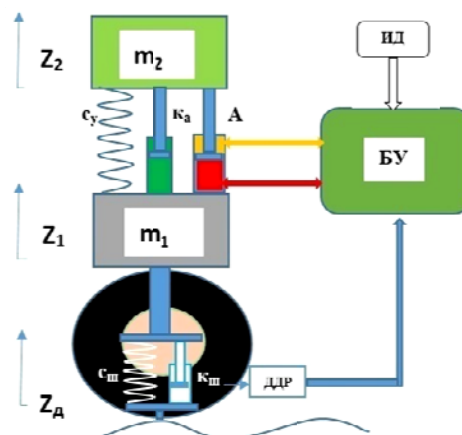


Рис. 1. Схема управления вертикальной реакцией дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю:

m_1, m_2 – неподдрессоренная и поддрессоренная массы; c_y – упругий элемент подвески; k_a – амортизатор; А – актюатор (например, гидроцилиндр); $c_{ш}$ – радиальная жесткость шины; коэффициент неупругого сопротивления шины – $k_{ш}$; БУ – блок управления; ДДР – датчик динамического радиуса; ИД – источник давления

Формируя привод управления подвеской, учитывается тот факт, что структура подвески, которая по сути является приводом системы управления вертикальными реакциями, может быть выбрана в различных вариантах. Выбор варианта привода может быть обоснован разными соображениями. Например, при желании обеспечить для конструкции автомобиля свойство – не терять подвижность автомобиля при нарушении работы автоматической системы управления подвеской, следует применить конструкцию подвески, содержащую упругий элемент. Такой элемент может быть включен параллельно или последовательно с актюатором. Обозначим как вариант А (рис. 2, а) подвеску традиционного содержания, т. е. с упругим элементом и амортизатором, но, естественно, дополненную актюатором. Вторым вариантом, вариантом Б (рис. 2, б), можно рассматривать подвеску с упругим элементом, но без амортизатора, что, безусловно, дает компоновочные преимущества, снижение количества элементов конструкции, ее облегчение и, с этой точки зрения, удешевление.

Третий вариант, вариант В (рис. 2, в), представляет собой параллельное соединение актюатора и амортизатора. Наконец, четвертый вариант, вариант Г (рис. 2, г) характеризуется отсутствием упругого элемента и амортизатора.

В конструкции подвески остается только актуатор. В этом случае еще более выражены компоновочные, массовые и, возможно, стоимостные

преимущества системы. Однако нарушение системы управления может вызвать потерю подвижности автомобиля.

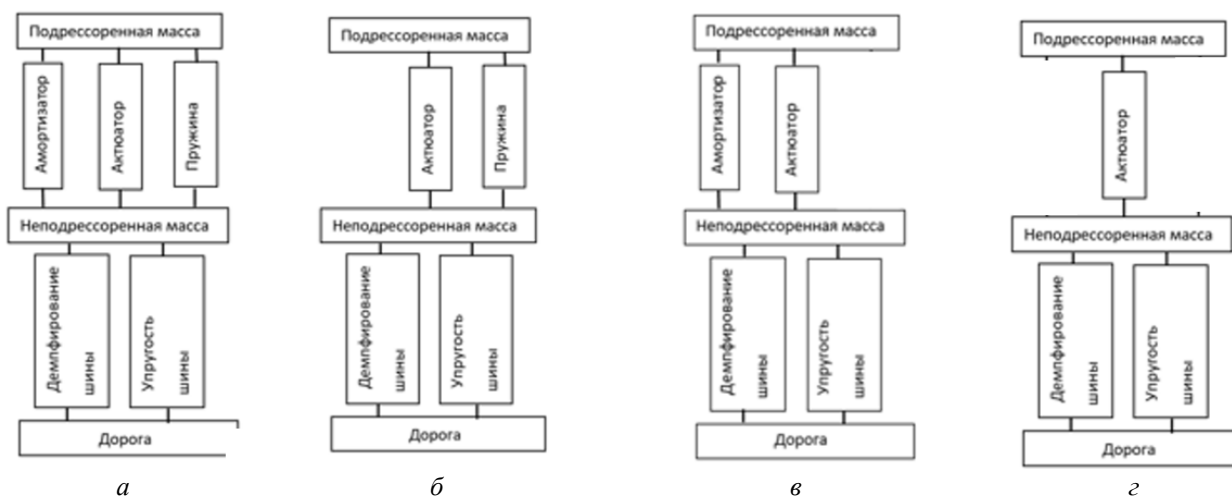


Рис. 2. Структурные схемы подвески с системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля при движении по неровностям

Исследования показали, что, применяя классическую структуру подвески в сочетании с актуатором, при сравнительно низкой затрате энергии на привод автоматического управления, система эффективно стабилизирует вертикальную реакцию на колесе при движении по неровностям. Так, в одном из примеров расчета, если размах колебаний вертикальной реакции в выбранных условиях движения при отсутствии управления составляет 8000Н, то с использованием системы управления верти-

кальными реакциями, при значениях $K_n = 10$ и $K_d = 0,01$ их размах составляет 2300 Н, а при увеличении значений этих коэффициентов в 2 раза этот размах снижается до 1000 Н.

На диаграмме (рис. 3, а) представлен процесс изменения вертикальной реакции на колесе при движении автомобиля по гармонической неровности при отсутствии управления стабилизацией вертикальной реакции, а на рис. 3, б при управлении стабилизацией вертикальной реакции.

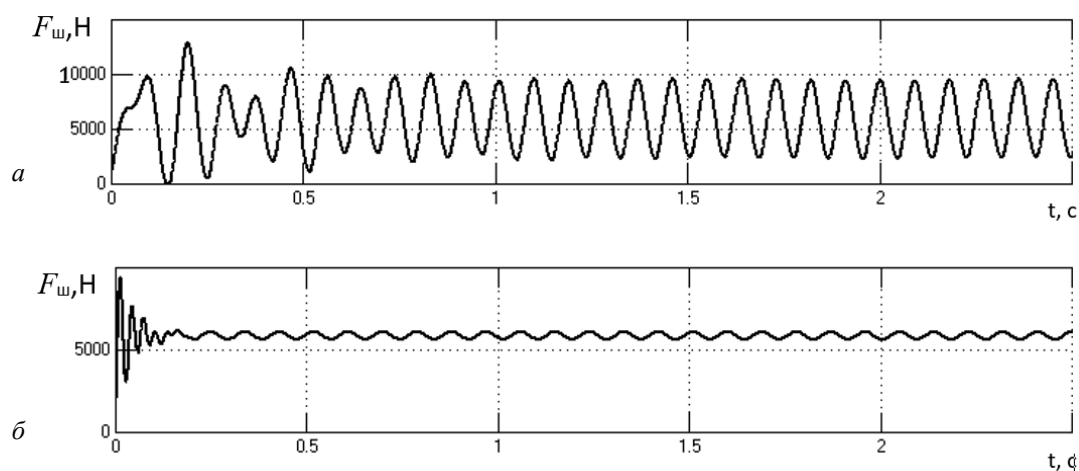


Рис. 3. Процесс изменения значения вертикальной реакции дороги на колесо при движении автомобиля по синусоидальному профилю с амплитудой 0,01 м:
а – при отсутствии управления стабилизацией вертикальной реакции; б – при работе системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо

На рис. 4 представлена зависимость амплитуды колебаний вертикальной реакции в функции изменения относительного коэффициента регулятора.

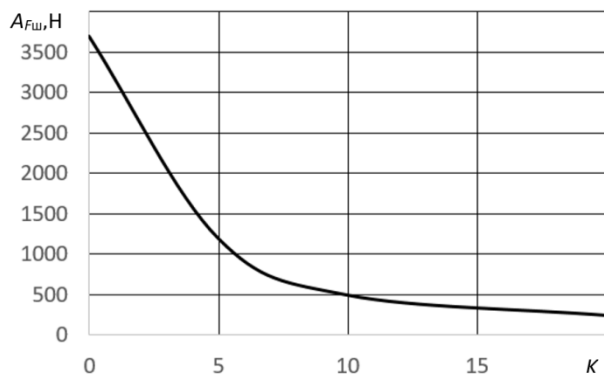


Рис. 4. Амплитуда колебаний вертикальной реакции в функции изменения относительного коэффициента регулятора

В целом при увеличении интенсивности управления за счет увеличения значений соответствующих коэффициентов регулятора, достигается снижение размаха колебаний вертикальной реакции колеса, т. е. увеличение стабилизации вертикальной реакции колеса. В рассматриваемом примере применение управления с помощью пропорционального и пропорционально-дифференциального регулятора позволяет получить практически одинаковые результаты с точки зрения достижения стабилизации вертикальной реакции. Применение

только дифференциального регулятора может вызывать неустойчивую работу системы.

Важное значение имеет энергоэффективность приводов управления при различной структуре подвески и при различных регуляторах. В таблице приведены результаты расчетов средней мощности привода управления с различными структурами подвески и различными регуляторами. В подвеске обычного состава (структура А) хорошо просматривается явление, когда сначала можно видеть снижение энергозатрат с увеличением значений коэффициентов K_p и K_d регулятора, а затем их повышение, т. е. существует область значений упомянутых коэффициентов, обеспечивающих минимальный расход энергии на управление. В связи с этим возникает задача автоматического определения значений упомянутых коэффициентов для обеспечения работы привода управления вертикальными реакциями в энергетически наиболее выгодном режиме.

В условиях пропорционального управления при малой интенсивности управления энергозатраты с подвеской, включающей амортизатор, относительно велики по сравнению с подвеской без амортизатора. При интенсивном управлении наоборот энергетически более выгодна схема подвески без амортизатора. При регуляторе PD практически на всех режимах энергетически более эффективен привод в подвеске без амортизатора.

Энергоэффективность (средняя мощность, затрачиваемая на управление вертикальными реакциями – Вт) для различных структур подвески и алгоритмов управления системы стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля при движении по неровностям

Контроллер	P			PD		
	3	5	10	3	5	10
K_p	3	5	10	3	5	10
K_d	0	0	0	0,003	0,005	0,01
Структура А $K_a=500$ $K_a=1500$	2715	1895	2240	2403	1529 1815	1248 1458
Структура Б	1308	2767	7941	2283	1450	1194
Структура В $K_a=500$ $K_a=1500$	3510	2705	2919	3236	2383 2595	1993 2167
Структура Г	4742	4925	9580	3127	2319	1936

В подвеске с одним актюатором без упругого элемента и амортизатора затраты энергии привода управления стабилизацией вертикальной реакции возрастают существенно по сравнению

с затратами на управление в структуре подвески с использованием параллельной пружины.

Для создания возможности движения авто-

мобиля в аварийном порядке при нарушении работы системы управления стабилизацией вертикальной реакции колеса в конструкции подвески без пружины, параллельной актюатору, может быть применена пружина, включенная последовательно с ним. Эта пружина должна быть относительно более жесткой, чем та, что применяется как параллельная актюатору, т. е. применяющаяся в обычной подвеске, и допускающая меньшую деформацию. В таком случае она не будет сильно влиять на работу системы управления вертикальными реакциями.

С точки зрения энергетических затрат на управление при всех структурах подвески наблюдается наличие минимума в функции значений коэффициентов K_n и K_d регулятора.

Заключение

Проведенные исследования подтверждают, что система стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля при движении по неровностям существенно повышает устойчивость движения автомобиля на этих режимах и может рассматриваться как новая система активной безопасности. Анализ энергетической эффективности различных структур привода управления системой и алгоритмов управления ей показывает существование областей значений коэффициентов регулятора, обеспечивающих наилучшие параметры по энергоэффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жданов, А. А. Adcas – система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля / А. А. Жданов, Д. Б. Липкевич // Труды ИСП РАН, 2004, том 7. – Режим доступа: <http://cyberleninka.ru/article/n/adcas-sistema-avtonomnogo-adaptivnogo-upravleniya-aktivnoy-podveskoy-avtomobilya>.
2. Жилейкин, М. М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессования: дисс. ... д-ра техн. наук / Жилейкин М. М. – М., 2012.
3. Жеглов, Л. Ф. Автоматические системы поддрессования: учебное пособие / Л. Ф. Жеглов. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 48 с.
4. Соколов, А. В. Расчет амплитудно-частотных характеристик колебательных систем многоосных колесных машин с гидробалансирной подвеской / А. В. Соколов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – № 1. – С. 86–90.
5. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations // Transactions of the ASME. Series B. Journal of engineering for industry. - 1974. - V. 96. -N 2. -P. 239-247.
6. Crosby M.J., Karnopp D. C. The Active Damper - a New Concept for Shock and Vibration Control // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June, - 1973. - P. 46-73.
7. Hrovat D., Margolis D. L., Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension // J. Dyn. Sys. Measurement and Control, - 1988. - Vol. 110, No. 3, - P. 288-296.
8. Redfield R. C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics, - 1991. - Vol. 20. - P. 245-267.
9. Treffner P., Barrett R., Petersen A. Stability and skill in driving, - 2002.- Human Movement Scie. 21(5-6), с. 749-784.

УДК: 629.1.04

М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. А. Федянов, А. И. Искалиев

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ПОСРЕДСТВОМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПОТРЕБИТЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет (ВолГТУ)

E-mail: ts@vstu.ru

Пневматическая подвеска сиденья относится к важнейшим составляющим системы виброзащиты человека-оператора транспортного средства. Вся энергия колебаний, передаваемая через подвеску сиденья от пола кабины водителю, с помощью упругодемпфирующих элементов рассеивается, переходя в тепло. В статье предложен способ ее рекуперации. Для проверки работоспособности предложенного устройства для рекуперации в виде пластинчатого пневмодвигателя в синтезе с тахогенератором постоянного тока создана описанная в статье математическая модель. Приведены также расчетные характеристики пневматического привода для оценки потенциальных возможностей рекуперации энергии колебаний.

Ключевые слова: рекуперация, энергия, подвеска сиденья, характеристика, пневмодвигатель, математическая модель, мощность, частота вращения, привод, давление.

M. V. Lyashenko, V. V. Shekhovtsov, E. A. Fedyanov, A. S. Iskaliev

MATHEMATICAL MODEL OF VEHICLE SEAT VIBRATIONS WITH ENERGY RECOVERY BY MEANS OF A PNEUMATIC CONSUMER

Volgograd State Technical University

Air suspension of the seat is one of the most important components of the vibration protection system of a human operator of a vehicle. All vibration energy transmitted through the seat suspension from the cab floor to the driver is dissipated using elastic-damping elements, passing into heat. The article proposes a method for its recovery. To test the operability of the proposed device for recovery in the form of a plate air motor in synthesis with a direct current tachogenerator, the mathematical model described in the article was created. The calculated characteristics of the pneumatic drive are also presented to assess the potential for recovering vibrational energy.

Keywords: recuperation, energy, seat suspension, characteristic, air motor, mathematical model, power, speed, drive, pressure.

Введение

Поддрессоренная масса в цикле колебаний в конце ходов сжатия и отбоя обладает максимальной потенциальной энергией упругой деформации, которая затем при обратном направлении движения массы преобразовывается в кинетическую энергию, и так далее в следующем цикле. Наличие сил трения приводит к тому, что часть кинетической энергии превращается в тепло и безвозвратно уходит из колебательного контура. Идея авторов состоит в том, чтобы рационально использовать эту

энергию. Для этого в пневматическую подвеску устанавливаются два ресивера, между которыми организуется управляемое перетекание рабочего тела, используемое для привода пневмодвигателя, рекуперирующего энергию [1].

1. Устройство для рекуперации энергии колебаний

Преимуществом предложенного способа является также то, что он позволяет управлять формой упругодемпфирующей характеристики подвески (рис. 1).

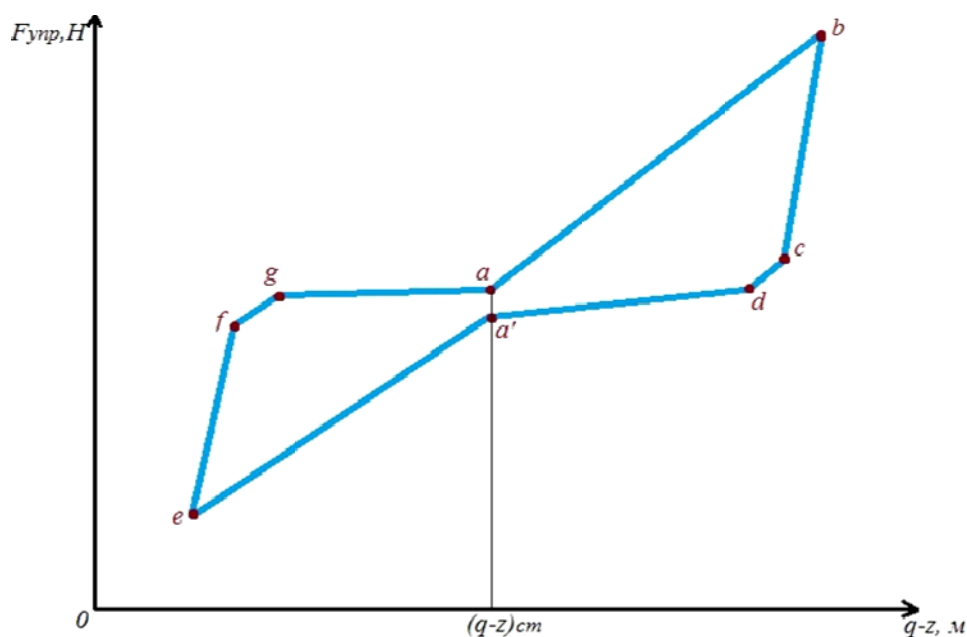


Рис. 1. Усредненная упругодемпфирующая характеристика подвески сиденья

Схема механизма одноопорной подвески сиденья, позволяющего управлять формой ее упругодемпфирующей характеристики [2], приведена на рис. 2.

Поглощение энергии колебаний осуществляется за счет использования штатного амортизатора 7 и клапанов 3. Управление клапана-

ми 3 организовано таким образом: один из этих клапанов открывается и пропускает массу газа в конце хода сжатия из рабочего объема 2 в первый объем 4, а другой клапан – в конце хода отбоя из второго объема 5 в рабочий объем 2. Между дополнительными объемами 4 и 5 установлен пневмодвигатель 6 (рекуператор

энергии), привод которого осуществляется током газа при его перетекании между упомяну-

тыми объемами при разнице давлений в них (рис. 3).

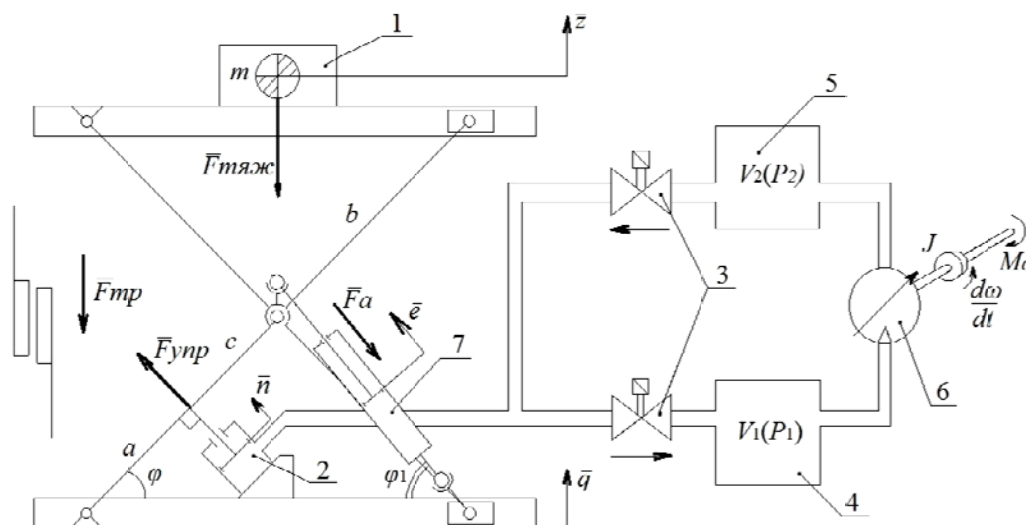


Рис. 2. Расчетная схема пневматической подвески сиденья с двумя дополнительными объемами: 1 – подпружиненное тело массой m ; 2 – рабочий объем упругого элемента; 3 – управляемые электроклапаны; 4, 5 – дополнительные объемы воздуха; 6 – пневмодвигатель; 7 – амортизатор

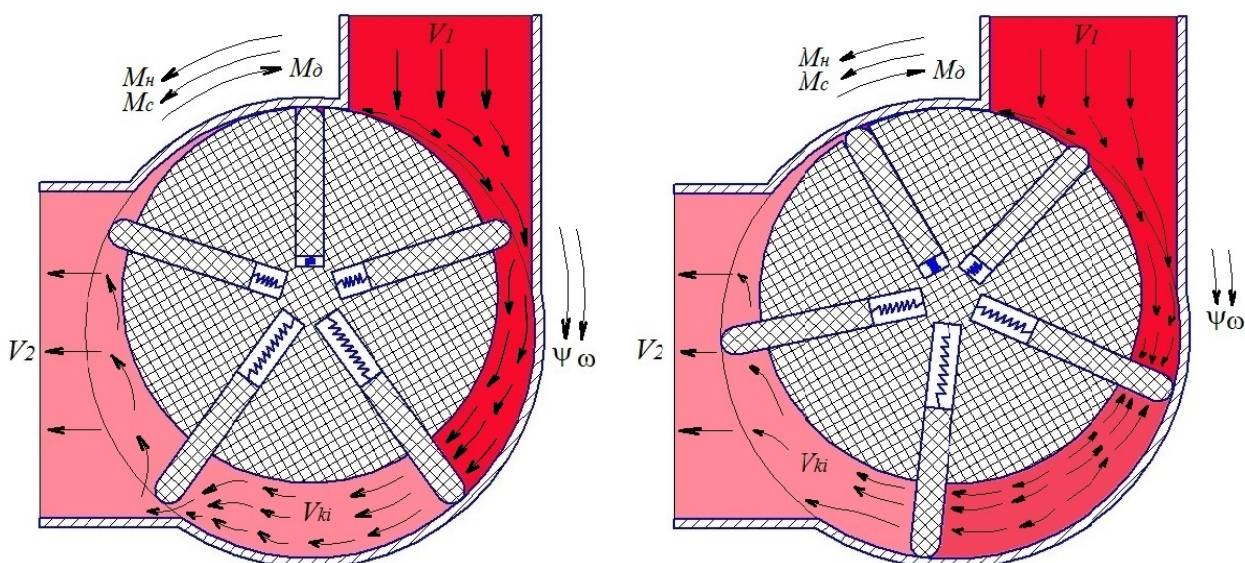


Рис. 3. Расчетная схема пневмодвигателя

2. Математическая модель устройства

С целью анализа работоспособности устройства создана его математическая модель. Для выполнения расчетных исследований использован программный пакет MATLAB со средством визуального моделирования Simulink. Уравнения решались методом Рунге-Кутты 4 порядка с постоянным шагом интегрирования 0,0009257 с. Результаты расчета в виде массивов данных передавались посредством модуля MATLAB Excel Link в файлы Excel для последующих обработок.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику устройства (рис. 3), приняты основные допущения:

- рабочий газ (воздух) подчиняется законам политропного процесса ($\chi = 1,25$);
- утечки воздуха из системы и между камерами пневмодвигателя отсутствуют;
- соединение и разобщение дополнительных объемов воздуха и камер пневмодвигателя между собой происходит практически мгновенно;

– из сил трения в модели учитываются лишь моменты сил трения между пластинами ротора и внутренней стенкой статора пневмодвигателя.

Давление воздуха в i -ой камере пневмодвигателя, Pa , описывается следующими зависимостями (1):

$$P_{ki} = \begin{cases} P_1, & \psi_i \leq \frac{\pi}{2}; \\ P_{kiz} \cdot \left(\frac{V_{ki} \left(\psi_i = \frac{\pi}{2} \right)}{V_{ki}} \right)^\chi, & \frac{\pi}{2} < \psi_i < \frac{23 \cdot \pi}{30}; \\ P_2, & \frac{23 \cdot \pi}{30} \leq \psi_i \leq \frac{5 \cdot \pi}{3}; \\ P_1, & \psi_i > \frac{5 \cdot \pi}{3}, \end{cases} \quad (1)$$

где P_1 и P_2 – текущие значения давлений воздуха в первом и во втором дополнительных объемах (рис. 2), Pa ; ψ_i – текущий угол поворота i -ой пластины, установленной на валу пневмодвигателя, rad ; P_{kiz} – значение давления воздуха в i -ой камере пневмодвигателя в момент прекращения коммутации с первым дополнительным объемом, Pa ; $V_{ki} \left(\psi_i = \frac{\pi}{2} \right)$ – значение объема i -ой камеры пневмодвигателя в момент прекращения коммутации с первым дополнительным объемом, m^3 ; V_{ki} – текущее значение объема i -ой камеры пневмодвигателя, m^3 ; χ – показатель политропы.

Скорость изменения давления воздуха в i -ой камере в момент прекращения коммутации с первым дополнительным объемом, Pa/c , представлена выражениями (2):

$$\dot{P}_{kiz} = \begin{cases} \dot{P}_1, & \psi_i \leq \frac{\pi}{2}; \\ 0, & \frac{\pi}{2} < \psi_i < \frac{23 \cdot \pi}{30}; \\ \dot{P}_2, & \frac{23 \cdot \pi}{30} \leq \psi_i \leq \frac{5 \cdot \pi}{3}; \\ \dot{P}_1, & \psi_i > \frac{5 \cdot \pi}{3}. \end{cases} \quad (2)$$

где $\dot{P}_1$ и $\dot{P}_2$ – скорости изменения давлений воздуха в первом и во втором дополнительных объемах, Pa/c .

Объем i -ой камеры пневмодвигателя связан с углом поворота вала пневмодвигателя следующей зависимостью (рис. 4):

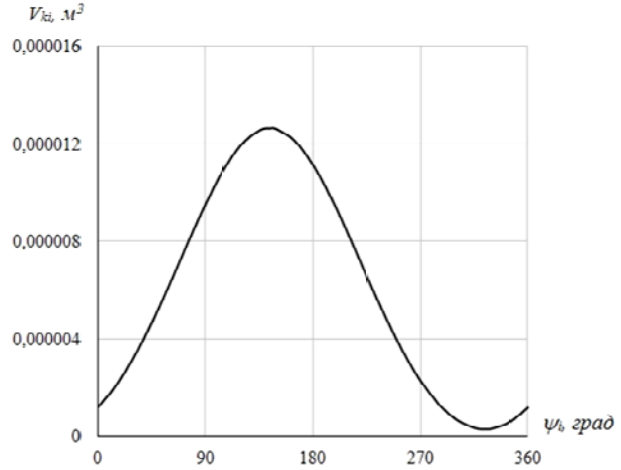


Рис. 4. Зависимость объема i -ой камеры пневмодвигателя от угла поворота вала пневмодвигателя

Уравнение динамики вращения вала пневмодвигателя записывается в следующем виде (3):

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_d - M_c - M_n}{J}, \quad (3)$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ – текущее значение углового ускорения вала пневмодвигателя, c^{-2} ; M_d – движущий момент пневмодвигателя от избыточного давления воздуха между дополнительными объемами, $H \cdot m$; M_c – момент сопротивления (трения пластин об внутреннюю поверхность корпуса статора) пневмодвигателя, $H \cdot m$; M_n – внешний нагрузочный момент, $H \cdot m$; J – момент инерции привода пневмодвигателя, $kg \cdot m^2$.

Текущий угол поворота i -ой пластины, установленной на валу пневмодвигателя, rad , определяется формулой (4):

$$\psi_i = \int_{t_0}^t \omega \cdot dt + \frac{2 \cdot \pi \cdot (i-1)}{z_n}, \quad 0 \leq \psi_i \leq 2 \cdot \pi, \quad (4)$$

где ω – текущее значение угловой скорости вращения вала пневмодвигателя, c^{-1} ; t_0 и t – начальный и текущий моменты времени работы пневмодвигателя, c ; $z_n = 5$ – количество пластин в пневмодвигателе.

Движущий момент пневмодвигателя, $H \cdot m$, находится согласно зависимости (5):

$$M_d = \sum_{i=1}^5 F_{k\psi_i} \cdot r_{k\psi_i} \cdot (P_{k(i-1)} - P_{ki}), \quad (5)$$

где $F_{k\psi_i}$ – площадь воздействия избыточного давления воздуха на i -ю пластину в камере пневмодвигателя, m^2 ; $r_{k\psi_i}$ – плечо усилия от избыточного давления воздуха на i -ю пластину, m .

При $i=1$ $i-1=z_n$.

Момент трения пластин о внутреннюю поверхность корпуса статора пневмодвигателя, $H \cdot м$, рассчитывается по следующей формуле (6):

$$M_c = \sum_{i=1}^5 (F_{\psi_i} + F_{np_i} - m_n \cdot g \cdot \cos \psi_i) \cdot f_{mp} \cdot r_{kc\psi_i}, \quad (6)$$

где $F_{\psi_i} = m_n \cdot \omega^2 \cdot (r_{kc\psi_i} - r_{\psi mn})$ – центробежная сила, действующая на i -ую пластину в камере пневмодвигателя, H ; m_n – масса пластины пневмодвигателя, $кг$; $r_{kc\psi_i}$ – расстояние между осью вращения ротора и точкой контакта i -ой пластины с внутренней поверхностью корпуса статора пневмодвигателя, $м$; $r_{\psi mn} = 0,0077662$ – координата центра тяжести пластины, $м$; $F_{np_i} = c_{np} \cdot (l_n - (r_{kc\psi_i} - r_p))$ – упругая сила пружины, действующая на i -ую пластину в камере пневмодвигателя, H ; $c_{np} = 5,59123$ – жесткость пружины пластины пневмодвигателя, $H / м$; l_n – высота пластины, $м$; r_p – радиус ротора пневмодвигателя, $м$; g – ускорение свободного падения, $м / с^2$; f_{mp} – коэффициент трения пластин о внутреннюю поверхность корпуса статора пневмодвигателя.

Известна эмпирическая зависимость [3] (7) между коэффициентом f_{mp} и угловой скоростью вращения ротора пневмодвигателя ω для пары «текстолит-сталь»:

$$f_{mp} = 0,3 \cdot (1 - 0,0002 \cdot \omega). \quad (7)$$

Параметры $F_{k\psi_i}$, $r_{k\psi_i}$ и $r_{kc\psi_i}$ зависят от угла поворота ψ_i (рис. 5).

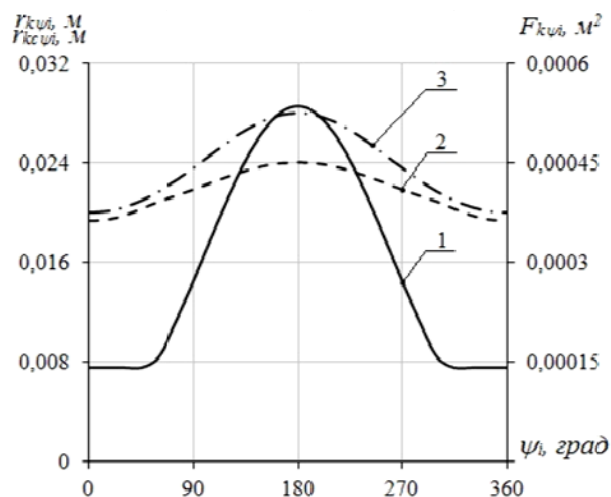


Рис. 5. Зависимость параметров $F_{k\psi_i}$, $r_{k\psi_i}$ и $r_{kc\psi_i}$ от угла поворота ψ_i :

1 – $F_{k\psi_i}$; 2 – $r_{k\psi_i}$; 3 – $r_{kc\psi_i}$

В качестве нагрузочного устройства пневмодвигателя для представленной модели привода выбран тахогенератор постоянного тока TDP 0,2 LT-6 фирмы Baumer [4] (рис. 6), основные электрические и механические параметры которого указаны в таблице.



Рис. 6. Тахогенератор постоянного тока TDP 0,2 LT-6

Параметры тахогенератора постоянного тока TDP 0,2 LT-6

Параметр	Значение
Градиент ЭДС, $\frac{мВ}{об / мин}$	10
Допускаемое активное нагрузочное сопротивление в цепи при частоте вращения вала генератора $\leq 3000 об/мин$, $Ом$	≥ 100
Активное сопротивление якоря (при $20^\circ C$), $Ом$	3
Максимальная частота вращения вала генератора, $об/мин$	10000
Масса, $кг$	2,4
Момент инерции вала генератора, $кг \cdot м^2$	0,00011

Внешний нагрузочный момент, действующий на ротор пневмодвигателя от привода генератора, $H \cdot м$, находится по формуле (8):

$$M_n = \frac{E^2}{\omega \cdot (R_{\text{я}} + R_n) \cdot \eta_{\text{г}}}, \quad (8)$$

где E – ЭДС генератора, В; $R_{\text{я}}$ – сопротивле-

ние якоря, Ом; R_n – сопротивление в нагрузочной цепи, Ом; $\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора ($\approx 40\%$ для микромашин мощностью до 10 Вт [5]).

Нагрузочная механическая характеристика генератора (при $R_n = 150$ Ом) приведена на рис. 7.

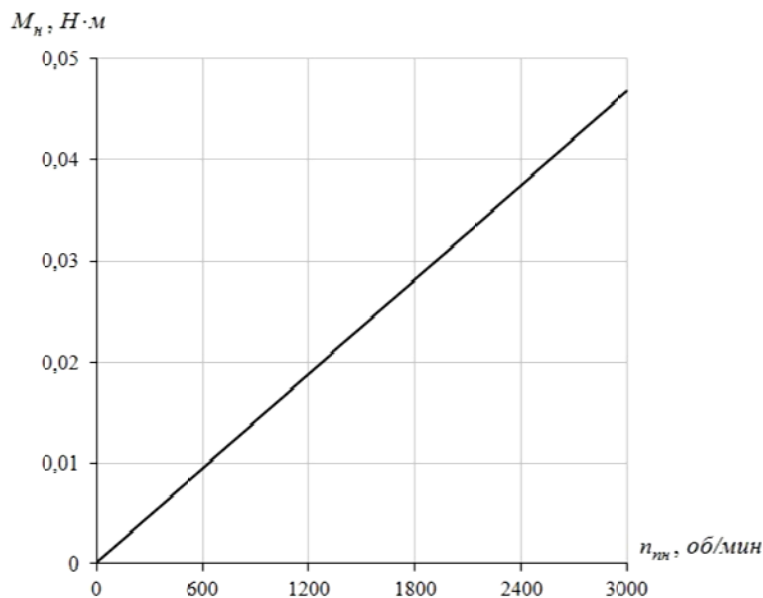


Рис. 7. Нагрузочная механическая характеристика генератора (при $R_n = 150$ Ом)

Мощность рекуператора, $Вт$, определяется по зависимости (9):

$$N_{\text{рекуп}} = M_n \cdot \omega. \quad (9)$$

Механическая (полезная) энергия рекуператора, $Дж$, описывается выражением (10):

$$E_{\text{рекуп}} = \int_{t_0}^t N_{\text{рекуп}} \cdot dt. \quad (10)$$

3. Результаты моделирования

На рис. 8–10 представлены полученные в результате моделирования характеристики пневматического привода рекуперации энергии колебаний в подвеске сиденья.

Анализ рис. 8–10 показал, что с увеличением перепада давлений воздуха в дополнительных объемах потенциальные возможности

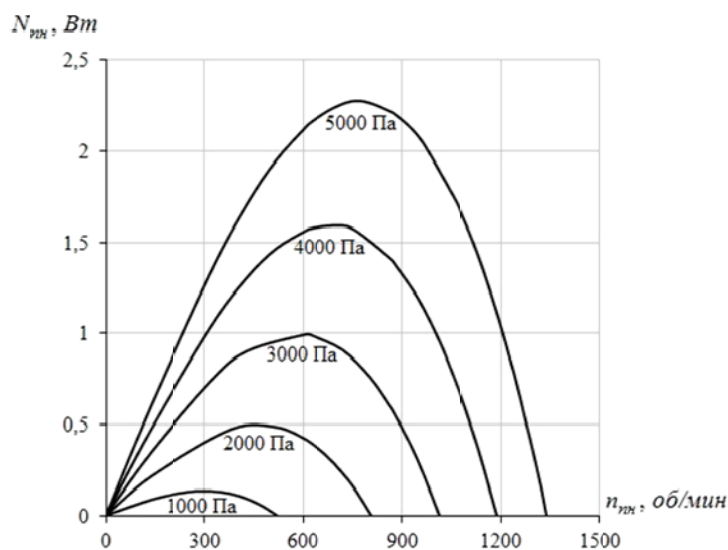


Рис. 8. Семейство кривых внешних характеристик мощности пневмодвигателя

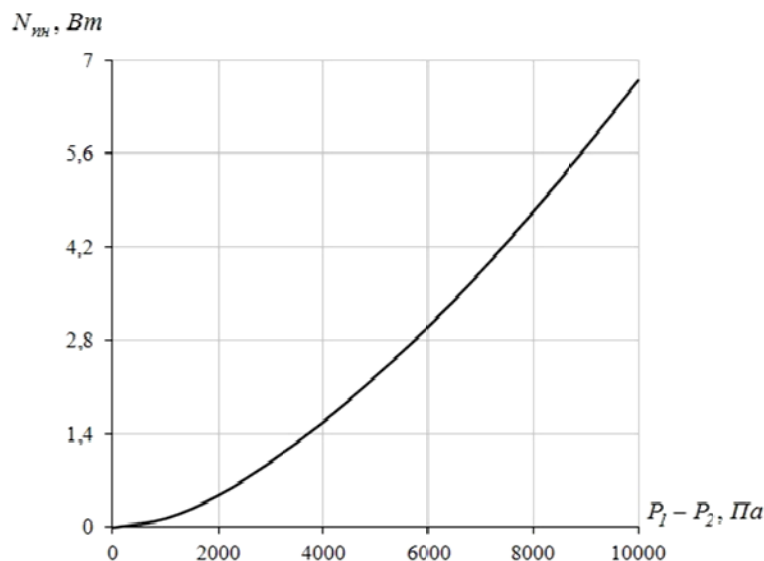


Рис. 9. Зависимость номинальной мощности пневмодвигателя от перепада давлений воздуха между дополнительными объемами пневматической подвески сиденья

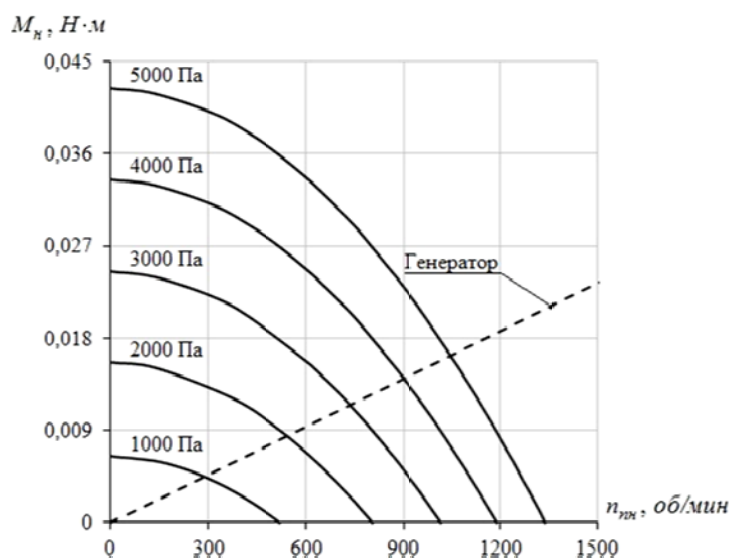


Рис. 10. Семейство кривых совместных нагрузочных характеристик пневмодвигателя и генератора

пневматического привода по рекуперации энергии колебаний подрессоренной массы возрастают, при этом увеличивается частота вращения пневмодвигателя и его мощность.

Выполнен ряд расчетных исследований, целью которого было подтверждение возможности использования предложенного способа управления формой упругодемпфирующей характеристики подвески сиденья за счет ее корректировки в конце ходов сжатия и отбоя устройством, содержащим дополнительные объемы, перетекание газа между которыми управляется клапанной системой и используется для привода пневмодвигателя с целью рекуперации

энергии колебаний. Пример полученных расчетных осциллограмм давлений воздуха в 4-й и 5-й камерах пневмодвигателя (рис. 3) при воздействии на подвеску сиденья кинематического гармонического возмущения с частотой 10 Гц приведен на рис. 11. Осциллограмма мощности рекуператора в том же режиме отображена на рис. 12.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 11 и 12, свидетельствует о том, что включение в работу рекуператора энергии осуществилось через одну секунду после начала выше описанного воздействия, а установившийся режим работы появился через две секунды.

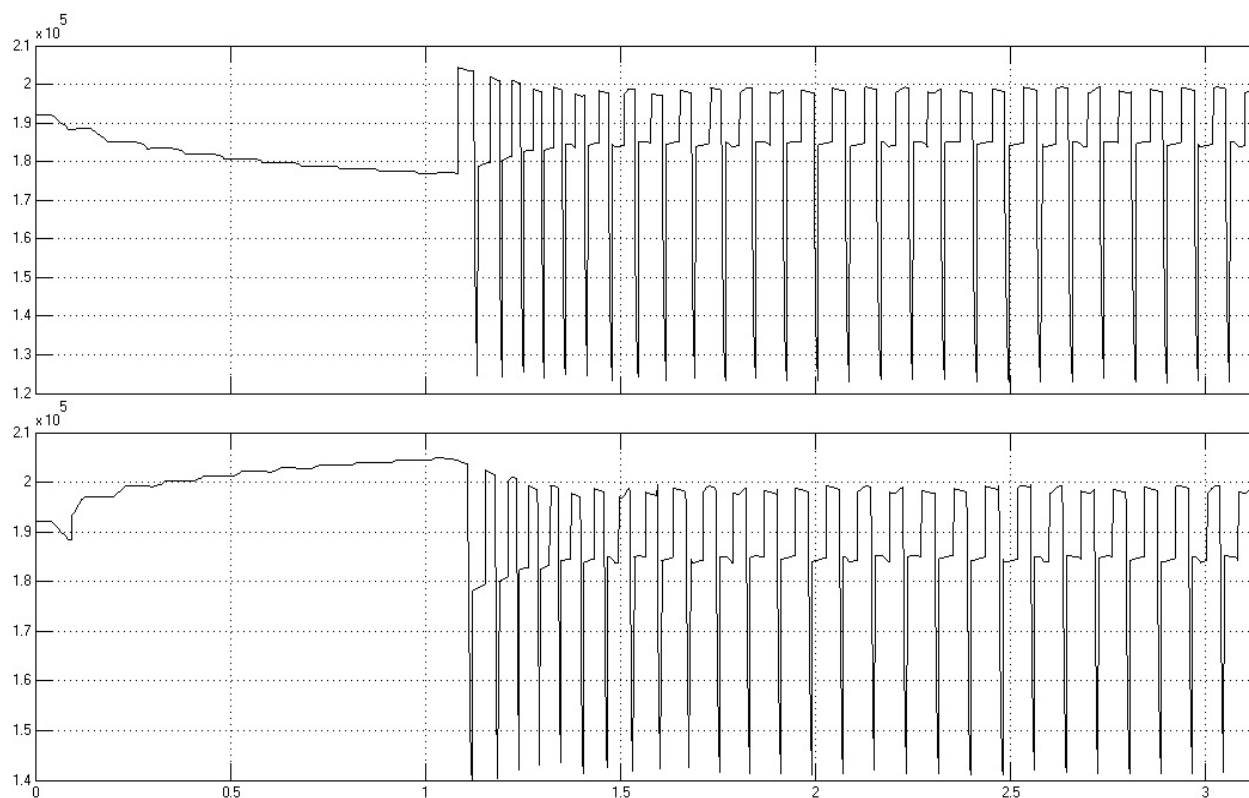


Рис. 11. Расчетные осциллограммы давлений воздуха в 4-й и 5-й камерах пневмодвигателя

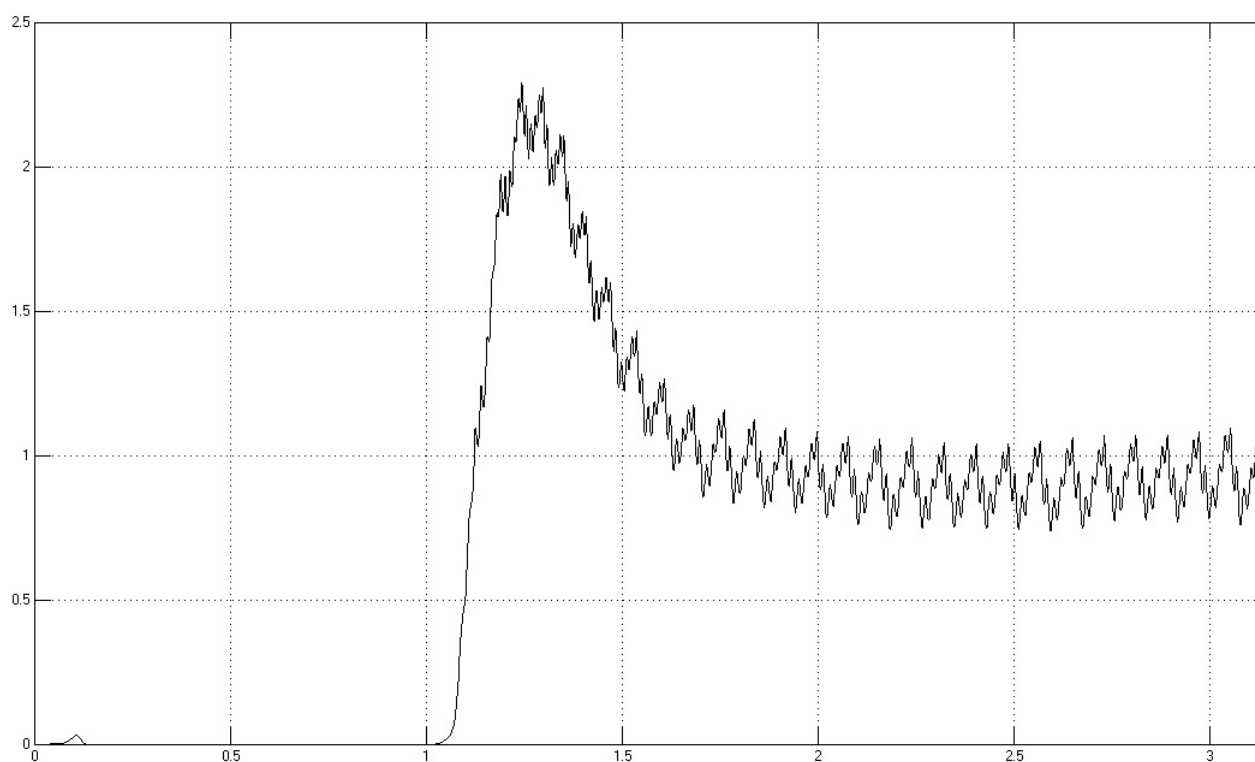


Рис. 12. Расчетная осциллограмма мощности пневматического привода рекуперации энергии колебаний

Анализ результатов моделирования позволил установить, что эффективность рекуперации можно увеличить несколькими способами:

- использовать малые дополнительные объемы воздуха;
- подобрать оптимальную электрическую

нагрузку (активное электрическое сопротивление) на генератор;

- минимизировать утечки рабочего тела из системы;
- уменьшить момент инерции привода;
- снизить «вредные» моменты сопротивления вращению ротора (моменты сил трения) и т. д.

Выводы

1. Авторами предложен способ управления формой упруго-демпфирующей характеристики подвески сиденья транспортного средства за счет ее корректировки в конце ходов сжатия и отбоя устройством, содержащим дополнительные объемы, переток газа между которыми управляется клапанной системой и используется для привода пневмодвигателя с целью рекуперации энергии колебаний.

2. Разработана математическая модель подвески сиденья транспортного средства, включающей в себя устройство для рекуперации энергии колебаний. Модель позволяет оценивать эффективность подрессоривания подвески сиденья на разных режимах работы транспортного средства и эффективность устройства для рекуперации колебательной энергии.

3. Выполнен ряд расчетных исследований, целью которого было определение параметров устройства, при которых обеспечивается максимальная эффективность рекуперации энергии колебаний. Анализ их результатов позволил сформулировать необходимые требования к устройству для повышения его эффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. П. м. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. И. Искалиев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ). – № 2017125809 ; заяв. 18.07.17 ; опубл. 06.02.18, Бюл. № 4.
2. Ляшенко, М. В. Математическая модель пневматической релаксационной подвески сиденья с рекуперацией энергии колебаний / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, А. И. Искалиев // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 4. – С. 30–37.
3. Бозров, В. М. Повышение эксплуатационных характеристик пластинчатого пневмомотора за счет использования конструкционных материалов с улучшенными свойствами / В. М. Бозров, В. И. Ивлев // Вестник научно-технического развития. – 2009. – № 9 (25). – С. 2–6.
4. Баумер. Каталог продукции [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа : https://баумер-россия.рф/?s=tdp+&post_type=product
5. Волинский, Б. А. Электротехника : учеб. пособие / Б. А. Волинский, Е. Н. Зейн, В. Е. Шатерников. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 528 с.

УДК 629.3.063.2

Е. А. Захаров, И. Ю. Орлов, И. М. Титов, Ф. А. Трынов

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Волгоградский государственный технический университет

В работе представлены рекомендации по диагностированию автомобильной климатической установки с использованием тепловизора, приведена схема стенда для автоматического определения степени засоренности салонного фильтра.

Ключевые слова: диагностирование, автомобильная климатическая установка, тепловизор, салонный фильтр.

E. A. Zakharov, I. Yu. Orlov, I. M. Titov, F. A. Trynov

IMPROVING THE DIAGNOSIS OF TECHNICAL CONDITION OF AUTOMOBILE CLIMATIC INSTALLATION

Volgograd State Technical University

The paper presents recommendations for diagnosing the automotive climate control system using a thermal imaging system, the scheme of the stand for automatic determination of the contamination degrees of the cabin filter.

Keywords: diagnosis, automobile climatic installation. thermal imaging system, cabin filter.

Одним из требований к современному автомобилю является обеспечение комфортного микроклимата в салоне для водителя и пасса-

жиров. Такие комфортные, с точки зрения физиологии человека, условия способствуют снижению утомляемости водителя, улучшают его

настроение, являясь залогом не только удобства в поездке, но и безопасности на дороге. Так, по данным Всемирной организации здравоохранения, степень концентрации внимания и быстрота реакций человека при неблагоприятном воздействии температуры воздуха и его влажности существенно снижаются. Например, повышение температуры в салоне автомобиля с 25 до 35 °С уменьшает способность водителя адекватно оценивать дорожную ситуацию на 20 %, что, соответственно, увеличивает риск возникновения дорожно-транспортных происшествий [1].

По указанным причинам автомобильными климатическими установками (АКУ) в настоящее время оборудуются почти все выпускаемые модели легковых автомобилей, многие модели грузовых автомобилей и автобусов.

Современная АКУ включает систему вентиляции салона с устройствами фильтрации воздуха; обогреватель салона; систему подогрева сидений, стекол, зеркал заднего вида; кондиционер, предназначенный для охлаждения воздуха в жаркое время года. АКУ может оснащаться как ручным, так и автоматическим регулированием температуры в салоне (так называемым «климат-контролем»).

В настоящее время накоплен большой опыт в диагностировании неисправностей АКУ. Многие используемые методы диагностирования АКУ представляются простыми и действенными. Однако ряд из них требует применения органолептических измерений, которыми может пользоваться только опытный в данной сфере специалист [2]. С целью повышения качества диагностирования АКУ, особенно ее труднодоступных элементов, предлагается использовать тепловизор.

Данный прибор можно использовать для оперативного получения наиболее точных значений температуры в характерных точках АКУ. Применение тепловизора позволит повысить качество диагностирования за счет устранения инертности при снятии показаний с объектов, постоянно изменяющих температуру в процессе работы АКУ, что даст наблюдателю качественную картину теплового состояния изучаемого объекта.

К числу основных неисправностей АКУ относятся: негерметичность системы; выход из строя компрессора; затрудненная циркуляция хладагента в системе; засорение поверхностей

конденсатора и испарителя; засорение фильтра салонного воздуха.

Исследования возможности использования тепловизора для диагностирования неисправностей АКУ были проведены на автомобиле Toyota Hilux. В процессе эксперимента имитировались следующие неисправности:

1) засорение салонного фильтра (дефект имитировался с помощью достаточно плотной ткани, уложенной поверх фильтрующего элемента);

2) загрязнение теплообменной поверхности конденсатора (часть конденсатора закрывалась листом картона);

3) недостаток хладагента (дефект имитировался путем откачивания из системы примерно трети хладагента с помощью заправочной станции Spin TECNOCLIMA).

Тепловизионная съемка проводилась на поверхностях дефлекторов, конденсатора, магистралей высокого давления (компрессор – конденсатор). Был использован тепловизор SDS Hotfind L.

На рис. 1 приведены в качестве примера результаты тепловизионной съемки чистого и загрязненного конденсатора автомобиля.

Как видно, загрязнение поверхности конденсатора и, как следствие ухудшение процесса теплопередачи между хладагентом и окружающей средой, приводит к повышению температуры поверхности на 11 °С. Это, в свою очередь, неблагоприятно сказывается на температуре воздуха, подаваемого в салон автомобиля – она повышается.

В таблице приведены сводные результаты тепловизионной съемки отдельных элементов АКУ.

Как видно из представленных результатов тепловизионной съемки, загрязнение салонного фильтра оказывает существенное влияние на эффективность работы АКУ. В этой связи представляется целесообразным разработать автоматической системы оценки загрязнения салонного фильтра в процессе эксплуатации автомобиля. Такая система, на наш взгляд, позволит вовремя определить необходимость замены фильтра. При этом особо отметим, что эксплуатация автомобиля с загрязненным фильтром не только ухудшает работу АКУ, но и качество воздуха, поступающего в салон.

Для оценки возможности создания такой системы был разработан специальный экспериментальный стенд (рис. 2).

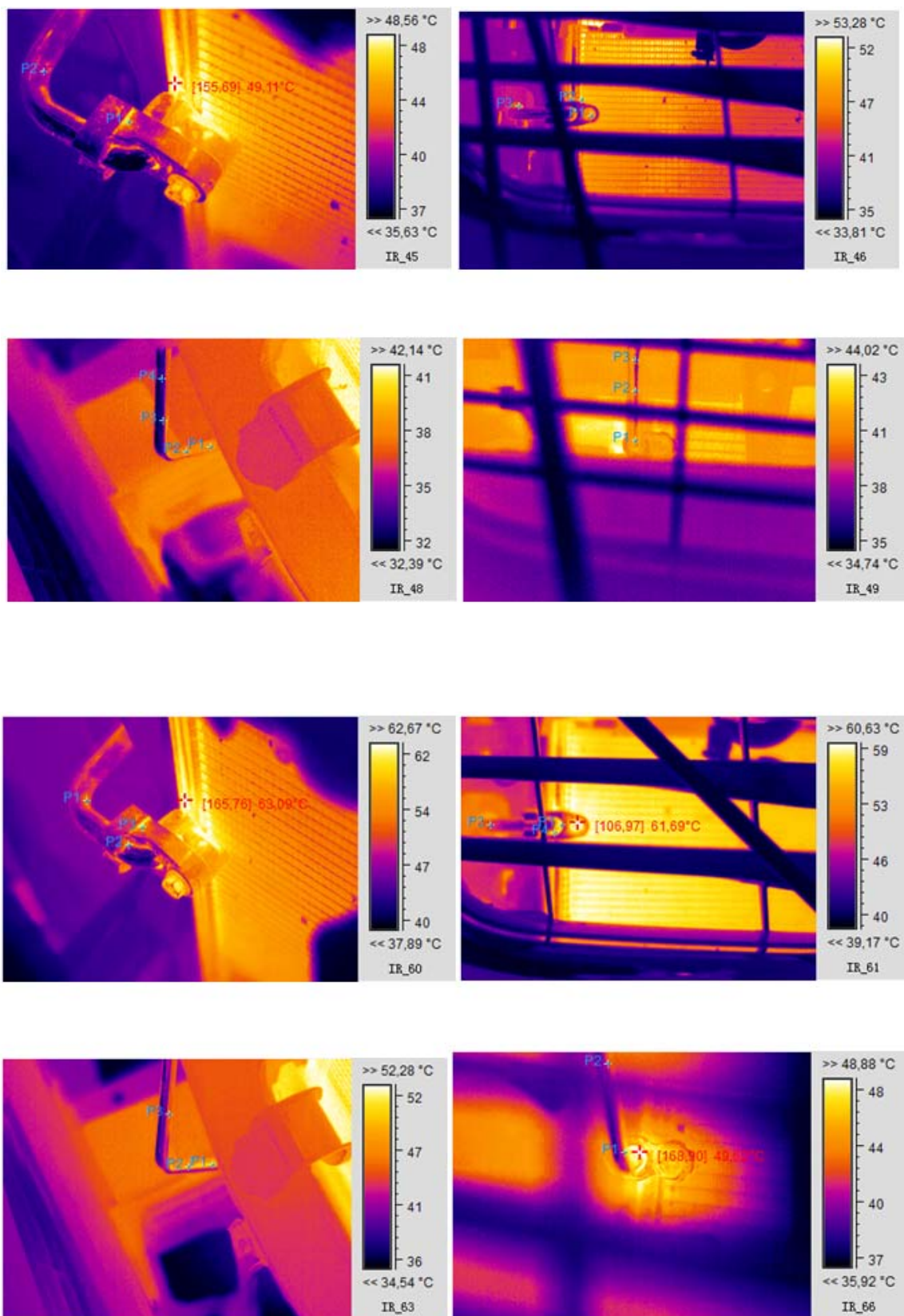


Рис. 1. Термограммы поверхности конденсатора:
а – чистого; *б* – загрязненного

Сводные результаты тепловизионной съемки

Область проведения замеров	Параметр	Значение			
		Исправный автомобиль	Дефект № 1 – загрязнен фильтр	Дефект № 2 – загрязнен конденсатор	Дефект № 3 – недостаток хладагента
Дефлекторы	Температура охлажденного воздуха, °C	8	10	10,5	18
Магистраль высокого давления	Температура трубки, °C	51	46	62	69
Конденсатор	Температура на входе, °C	54	50	63	70
	Температура на выходе, °C	39	35	48	40

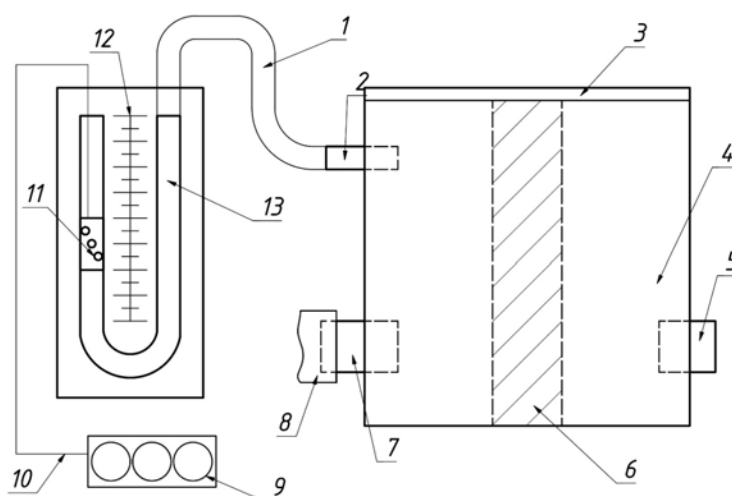


Рис. 2. Экспериментальный стенд:

1 – силиконовая трубка; 2 – отверстие с пластиковой трубкой; 3 – крышка герметичного корпуса; 4 – корпус; 5 – отверстие с пластиковой трубкой; 6 – фильтр; 7 – отверстие с пластиковой трубкой; 8 – шланг пылесоса; 9 – блок с сигнализирующими огнями; 10 – электрический провод; 11 – блок контактов; 12 – измерительная шкала; 13 – дифференциальный манометр

Эксперименты, проведенные на данном стенде, показали значительное изменение разности давлений (до и после фильтра) с увеличением степени загрязнения фильтра – от 5 до 15 мм. вод. ст. Для регистрации повышения перепада давлений до предельных значений стенд был оснащен сигнальной системой (поз 9, 10, 11 на рис. 2): в дифференциальный манометр была залита электропроводящая жидкость и вмонтирована контактная группа, связанная со светодиодами. Принцип работы сигнальной системы достаточно прост: перемещающийся по мере загрязнения салонного фильтра мениск жидкости последовательно замыкал ряд контактов блока сигнальной системы. Одновременно горящие светодиоды сигнализировали

о предельной степени загрязнения фильтра.

Практическая реализация такой системы вполне возможна на реальном автомобиле. В этом случае вместо жидкостного дифференциального манометра можно применить, например, компактное реле давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коноплянко, В. И. Организация и безопасность дорожного движения / В. И. Коноплянко. – М. : Высш. шк., 2007. – 382 с.
2. Липатов, Е. Ю. Первичная диагностика автомобильных систем кондиционирования / Е. Ю. Липатов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 174–176.

УДК 621.433.2

*В. А. Алимов, Е. А. Захаров, К. В. Приходьков, Э. Г. Сафаров, Е. А. Федянов***ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК СИНТЕЗ-ГАЗА НА МЕЖЦИКЛОВУЮ НЕИДЕНТИЧНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ*****Волгоградский государственный технический университет**

E-mail: tig@vstu.ru

Приведены полученные на основе результатов индицирования двигателя с принудительным искровым зажиганием статистические оценки неидентичности в протекании процесса сгорания при работе двигателя на бензине, пропан-бутановой смеси и пропан-бутановой смеси с добавками содержащего свободный водород синтез-газа. Обоснована оценка межциклового неидентичности коэффициентом вариации цикловых значений максимального давления сгорания. Отмечено особенно на режиме малой нагрузки снижение межциклового неидентичности процесса сгорания при переходе с бензина на пропан-бутановую смесь. Сделан вывод о том, добавка к пропан-бутановоздушной смеси синтез-газа существенно уменьшает межцикловую неидентичность. Положительное влияние добавок синтез-газа на воспроизводимость процесса сгорания в последовательных циклах объяснено интенсификацией вследствие добавок содержащего свободный водород синтез-газа начальной стадии процесса сгорания, на которой в результате искрового разряда на свече зажигания формируется очаг горения.

Ключевые слова: межцикловая неидентичность, пропан-бутан, добавки синтез-газа.

*E. A. Alimov, E. A. Zakharov, K. V. Prihodkov, E. G. Safarov, E. A. Fedyanov***EFFECT OF SYNGAS ADDITIVES ON CYCLE-BY-CYCLE VARIABILITY OF SPARK IGNITION ENGINE****Volgograd State Technical University**

The in-cylinder pressure time series analyze in spark ignition engine fueled with air-propane-butane and air-propane-butane-syngas mixtures are presented. Cycle-by-cycle variability (CBCV) was estimated by coefficient of variation of maximum cycle pressure. The experimental results show that syngas addition on air-propane-butane decrease coefficient of variation of maximum pressure. Noted that maximum rate of CBCV decreasing corresponded to part-load engine's mode. This effect has been explained by intensification of early stage of flame propagation due to addition of syngas's hydrogen.

Keywords: syngas, cycle-by-cycle variability, propane-butane

Добавка к бензовоздушной смеси в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием небольших количеств синтез-газа, содержащего свободный водород, улучшает, как показывают опыты [1–3], показатели рабочего процесса: снижает расход топлива и выбросы несгоревших углеводородов. Синтез-газ при этом может быть получен за счет теплоты отработавших газов путем конверсии части поступающего в двигатель бензина.

Сжиженный нефтяной газ или сжиженные пропан-бутановые композиции по своим теплофизическим свойствам и углеводородному составу близки бензинам, и добавки синтез-газов к этим топливам также должны давать положительный эффект. Опыты, проведенные авторами данной статьи, подтверждают промотирующие действие добавок синтез-газа на процесс сгорания смесей пропан-бутана с воздухом. При этом обнаружено, что указанные

добавки улучшают стабильность процесса сгорания, уменьшая межцикловые вариации скорости тепловыделения и, соответственно, максимального давления сгорания.

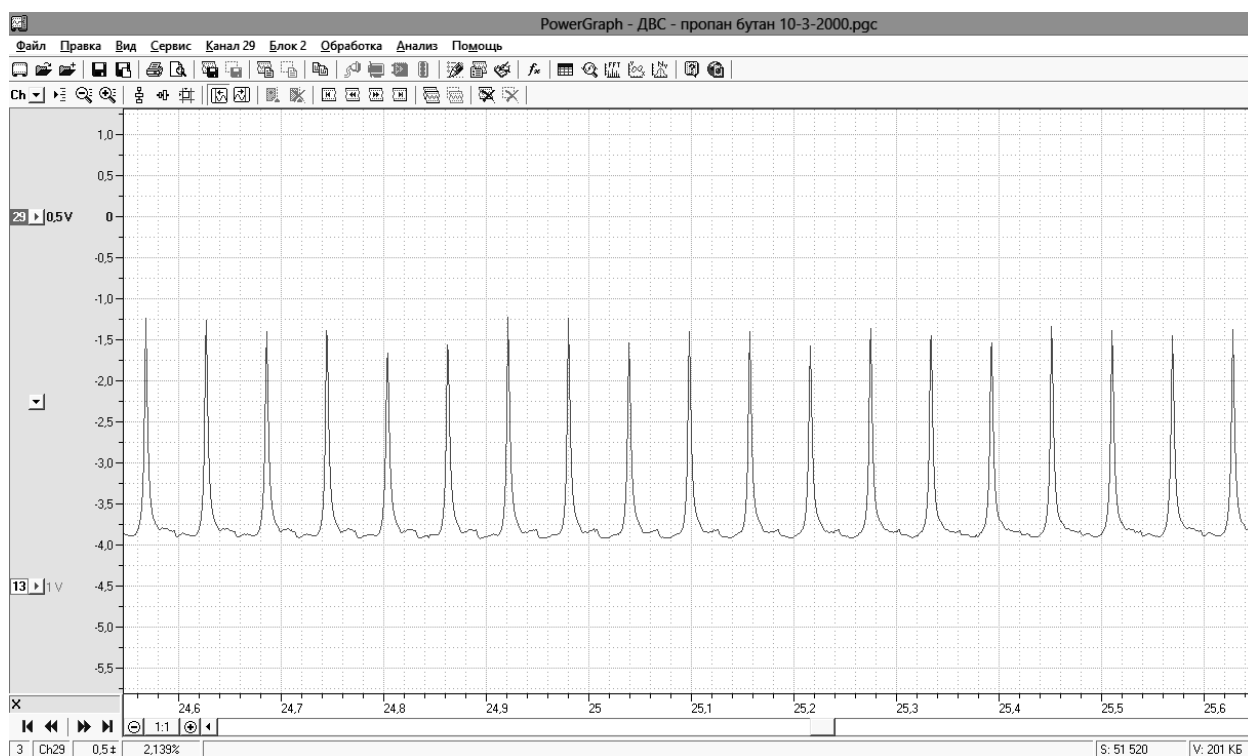
Эксперименты, в ходе которых был обнаружен указанный выше эффект, проведены на четырехцилиндровом двигателе ВАЗ-1174 рабочим объемом 1,4 дм³, установленном на испытательном стенде. Двигатель был оснащен двумя независимыми системами питания: штатной системой питания бензином и газобаллонной аппаратурой с распределенным по ветвям впускного коллектора впрыскиванием газообразного пропан-бутана. Для каждого вида топлива использовалась соответствующая матрица оптимальных углов опережения зажигания.

Синтез-газ готовился искусственно смешением газообразных водорода и диоксида углерода. Состав синтез газа соответствовал тому, который получается при паровой конвер-

сии метанола: водорода 11,5 % по массе, остальное – диоксид углерода.

Индицирование двигателя проведено с помощью датчиков-свечей типа 6118В фирмы Kistler [4]. Обработка сигналов датчиков свечей выполнена в программном комплексе Power Graph. Пример записи нескольких последовательных индикаторных диаграмм на одном из режимов работы двигателя представлен на рисунке.

Межцикловую неидентичность оценивали по величине коэффициента вариации максимальных давлений p_z циклов: $\delta_{p_z} = \sigma_{p_z} / \bar{p}_z$, где σ_{p_z} – среднеквадратичное отклонение величины p_z в выборке из $N_{\text{ц}}$ последовательных циклов, $\bar{p}_z$ – среднее значение максимального давления цикла в выборке. Все приведенные ниже значения δ_{p_z} получены в результате обработки выборок, состоящих из 100 последовательных циклов.



Индикаторная диаграмма 1-го цилиндра ДВС, работающего на пропан-бутане с добавкой 3 % синтез-газа ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $M_e = 30 \text{ Н·м}$)

Сравнительная оценка межциклового неидентичности двигателя его при работе на бензине, на пропан-бутане без давок синтез-газа и с добавками было проведена на частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} для двух нагрузочных режимов. На первом режиме дроссельная заслонка была приоткрыта по площади проходного сечения примерно на 12 %, на втором режиме дроссельная заслонка была открыта полностью. Крутящий момент M_e двигателя на первом режиме на всех видах топлива поддерживался равным 30 Н·м. На втором режиме крутящий момент был равен 103 Н·м при работе на бензине, 108 Н·м при работе на пропан-бутане без добавки синтез-газа и 110 Н·м при работе на пропан-бутане с добавкой синтез-газа.

Полученные в результате обработки индикаторных диаграмм значения коэффициента вариации максимального давления цикла представлены в таблице.

Анализируя приведенные в таблице данные, можно сделать следующие выводы. Во-первых, межцикловая неидентичность на пропан-бутане ниже, чем на бензине, вне зависимости от наличия добавок синтез-газа. Особенно заметно уменьшение межциклового неидентичности на режиме полной нагрузки: на пропан-бутане коэффициент вариации максимального давления цикла вдвое ниже, чем при работе на бензине. На малых нагрузках перевод двигателя с бензина на пропан-бутан сказывается на величине δ_{p_z} незначительно. На исследованном режиме:

$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 30 \text{ Н·м}$, вариации максимального давления цикла при работе пропан-бутане ниже, чем при работе на бензине примерно на 3,5 %.

Во-вторых, добавка в пропан-бутановоздушную смесь синтез-газа приводит на всех исследованных режимах к существенному снижению межциклового неидентичности по сравнению с работой на такой же смеси без добавок

синтез-газа. Как следует из приведенных в таблице данных, влияние добавок синтез-газа на межциклового неидентичность в большей степени проявляет себя на малых нагрузках. В то время как на режиме полной нагрузки добавка 3 % синтез-газа приводит к уменьшению значения δ_{p_z} в 1,46 раза, на частичном нагрузочном режиме значение δ_{p_z} уменьшилось в 3,8 раза.

Коэффициент вариации величины максимального давления цикла в зависимости от режима работы и состава топлива

	Бензин	Пропан-бутан	Пропан-бутан + 3% синтез-газа	Пропан-бутан + 10% синтез-газа
$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $M_e = 30 \text{ Н·м}$	0,59	0,57	0,15	0,09
$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка	0,68	0,35	0,24	0,2

По мнению авторов, существенное положительное влияние добавок синтез-газа на межциклового неидентичность рабочего процесса связано в первую очередь с влиянием свободного газообразного водорода на динамику формирования начального очага горения, то есть на длительность периода индукции. Известно [5], что межциклового неидентичность в протекании процесса сгорания сильно коррелирует с межциклового неидентичностью процесса формирования начального очага горения, инициированного искровым разрядом на свече зажигания. Это связано, с одной стороны, с тем, что начало основного периода процесса горения в двигателях с принудительным искровым зажиганием – периода распространения турбулентного пламени по камере сгорания, определяется моментом завершения формирования начального очага, а, с другой – тем, что начальный очаг горения при своем образовании и развитии подвергается воздействию большего числа случайных факторов, чем фронт распространяющегося по камере сгорания турбулентного пламени. Так, например, только в период формирования начального очага проявляют себя случайные вариации параметров искровых разрядов [6, 7]. В процессе формирования начального очага горения важную роль играет значение нормальной скорости распространения пламени в топливовоздушной смеси. Добавки свободного водорода в топливовоздушную смесь повышают нормаль-

ную скорость распространения пламени и, соответственно, сокращают длительность процесса формирования начального очага. Вследствие меньшей длительности число случайных воздействий на процесс формирования начального очага снижается и его стабильность растет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Martinez-Boggio S.D. et al. Effect of Fuel and Air Dilution on Syngas Combustion in an Optical SI Engine // *Energies*. 2019. Vol. 12, № 8. P. 1566.
2. Shivapuji A.M., Dasappa S. Influence of fuel hydrogen fraction on syngas fueled SI engine: Fuel thermo-physical property analysis and in-cylinder experimental investigations // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2015. Vol. 40, № 32. P. 10308–10328.
3. Федянов, Е. А. Г.Д.С. Использование синтез-газа в качестве топлива автомобильных ДВС / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов // *Известия ВолгГТУ. РПК Politechnik*, 2011. – Vol. 8(81). – P. 77–79.
4. Приходьков, К. В. А.Д.Н. Исследование неидентичности рабочего процесса двигателя ВАЗ-11194 с помощью индицирования / К. В. Приходьков, К. И. Лютин, В. В. Осин // *Известия ВолгГТУ*. – 2015. – P. 52–55.
5. Hancock M.S., Buckingham D.J., Belmont M.R. The Influence of Arc Parameters on Combustion in a Spark-Ignition Engine // *SAE Technical Paper Series*. 2010. Vol. 1.
6. 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*. – 2010. – Vol. 3, № 10 (70). – P. 141–143.
7. 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.

УДК 66.045.1

*С. А. Галактионов¹, В. А. Горюнов², Е. А. Федянов²***ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОЧИСТКИ
ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**¹ООО НПК «Мономер», Волгоград²Волгоградский государственный технический университет

E-mail: tig@vstu.ru

Рассмотрены особенности оригинальной гидравлической системы, предназначенной для промывки от загрязнений поверхностей трубчатых теплообменных аппаратов. Система позволяет без переустановки проводить промывку обеих сторон поверхностей теплообмена. Промывка осуществляется с периодическим изменением направления течения потока моющего раствора. Указанные особенности системы уменьшают трудозатраты на промывку и сокращают ее продолжительность.

Ключевые слова: теплообменные аппараты, очистка, установка для очистки

*S. A. Galaktionov¹, V. A. Goryunov², E. A. Fedyanov²***HYDRAULIC SYSTEM FOR THE CLEANING UP
OF TUBULAR HEAT EXCHANGERS**¹SPC «Monomer» LLC, Volgograd²Volgograd State Technical University

The features of the original hydraulic system, designed to flush from the pollution of the surfaces of tubular heat exchangers, are considered. The system allows you to wash both sides of the heat exchange surfaces without reinstalling. The washing is carried out with a periodic change in the direction of the flow of the detergent. These features of the system reduce the work of washing and reduce its duration.

Keywords: heat exchangers, cleaning up, hydraulic system for the cleaning up.

Известно, что одной из серьезных проблем эксплуатации теплообменных аппаратов многих видов производств является загрязнение поверхностей теплообмена. Как следствие, термическое сопротивление теплопередачи увеличивается, а количество передаваемой теплоты соответственно уменьшается. Решению проблемы очистки поверхностей теплообмена в теплообменных аппаратах посвящено большое число работ, например [1–3]. В том числе предложен ряд технических решений для установок, с помощью которых осуществляется очистка поверхностей в теплообменных аппаратах [3, 4].

Распространенным способом очистки поверхностей теплообмена от накипно-коррозионных отложений является промывка теплообменников специальными химическими реагентами. Для реализации такого способа предложен ряд устройств. В частности, известно устройство для удаления отложений с внутренних стенок теплообменных аппаратов, содержащее емкость для приготовления водных растворов химических реагентов, которая через трубопровод с вентилем присоединена к насосу, установленному на входе подвергаемого очистке аппарата (Патент на полезную модель RU

67242, опубликовано 10.10/2007). К выходу аппарата присоединен обратный трубопровод, обеспечивающий замыкание контура циркуляции моющей жидкости.

Устройство, защищенное патентом RU 2218533 (опубликован 10.12.2003), содержит жестко связанные между собой питающий, возвратный и технологический трубопроводы с арматурой и циркуляционным насосом для образования циркуляционной системы, основную кислотную емкость, емкость для отработанных слабокислотных растворов, бак-каустизатор и фильтр.

Известен способ очистки теплоэнергетического оборудования от отложений и накипи, заключающийся в прокачивании моющего раствора через трубопроводы и внутренние полости теплоэнергетического оборудования. Устройство включает трубопроводы, краны или клапаны, емкости, насосы и дополнительно снабжено двумя емкостями для моющих растворов и емкостью с нейтральной жидкостью. (Патент RU 2619010, опубликован 17.02.2017).

Устройство, защищенное патентом RU 2532867, предусматривает промывку полости теплообменника с периодическим изменением направления движения потока. Схема системы для смены нагревания потока достаточно сложна.

В схеме предусмотрено несколько запорных устройств (кранов) и две дополнительные трубопроводные перемычки между основными линиями трубопроводов

Все вышеперечисленные устройства имеют один основной контур циркуляции моющей жидкости. Поэтому очистка оборудования, в котором очищают не связанные между собой поверхности, например поверхности теплообмена трубчатых теплообменников, достаточно сложна. Это обусловлено тем, что в этих теплообменниках очищается как внутренняя, так и

внешняя поверхность труб, то есть необходимы два последовательных этапа очистки.

Возможность реверсирования потока моющей жидкости, повышающего эффективность очистки, в вышеперечисленных устройствах или отсутствует, или осуществляется достаточно сложным образом.

Предлагается новое устройство для очистки поверхностей теплообменных аппаратов, применение которого позволяет сократить продолжительность очистки и повысить ее эффективность. Схема устройства приведена на рисунке.

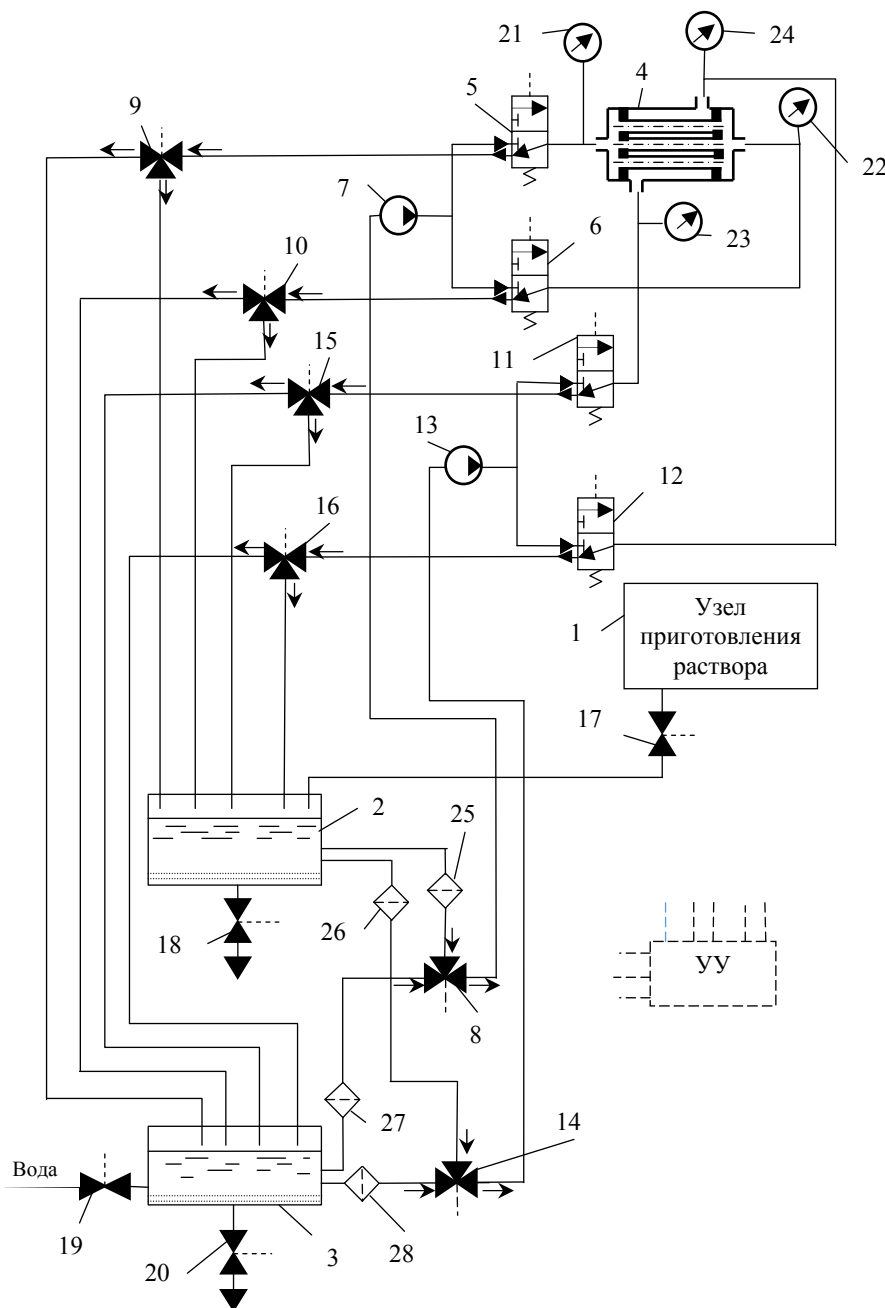


Схема устройства для промывки трубчатых теплообменных аппаратов

Устройство содержит узел 1 для приготовления моющего раствора, расширительный бак 2, бак для воды 3. К внутритрубному пространству теплообменника 4 подсоединены выходные каналы двухпозиционных трехлинейных гидрораспределителей 5 и 6, а их каналы питания соединены с выходом первого циркуляционного насоса 7. Вход первого циркуляционного насоса 7 соединен с первым трехходовым клапаном 8 с функцией смешения. Каналы слива гидрораспределителей 5 и 6 связаны с соответствующими трехходовыми клапанами 9 и 10 с функцией распределения.

К межтрубному пространству теплообменника 4 подсоединены выходные каналы двухпозиционных трехлинейных гидрораспределителей 11 и 12, а их каналы питания соединены с выходом второго циркуляционного насоса 13. Вход второго циркуляционного насоса 13 соединен со вторым трехходовым клапаном 14 с функцией смешения. Каналы слива гидрораспределителей 11 и 12 связаны с соответствующими трехходовыми клапанами 15 и 16 с функцией распределения.

Через двухходовой клапан 17 осуществляется подача моющего раствора от узла приготовления 1 в распределительный бак 2, а для его слива предназначен двухходовой клапан 18. Для подачи воды в бак 3 служит двухходовой клапан 19, а для слива – двухходовой клапан 20. Контроль давления на входах и выходах теплообменника 4 осуществляется манометрами 21, 22, 23, 24. На выходах расширительного бака 2 и бака для воды 3 установлены фильтры 25, 26, 27, 28.

В устройстве для очистки теплообменных аппаратов используется гидрораспределители, трехходовые и двухходовые клапаны с функцией управления от внешних сигналов. Манометры имеют электрический выход. Это позволяет автоматизировать процесс очистки при использовании какого-либо управляющего устройства УУ (на рисунке связи между гидрораспределителями, клапанами, манометрами, насосами и управляющим устройством не показаны).

Устройство для очистки теплообменных аппаратов работает следующим образом.

Вначале в узле приготовления 1 готовится моющий раствор, который через клапан 17 подается в распределительный бак 2.

Очистка теплообменника может осуществляться путем промывки моющим раствором или/и путем промывки водой.

Очистка внутритрубного пространства

Для промывки моющим раствором необходимо трехходовым клапаном 9 обеспечить связь гидрораспределителя 5 с распределительным баком 2, трехходовым клапаном 10 – связь гидрораспределителя 6 с распределительным баком 2 и трехходовым клапаном 8 – связь насоса 7 с распределительным баком 2. Для промывки водой необходимо трехходовым клапаном 9 обеспечить связь гидрораспределителя 5 с баком для воды 3, трехходовым клапаном 10 – связь гидрораспределителя 6 с баком для воды 3 и трехходовым клапаном 8 – связь насоса 7 с баком для воды 3.

После включения насоса 7 и одного из гидрораспределителей (5 или 6) начнется циркуляция жидкости. Направление движения потока задается включением одного из гидрораспределителей (5 или 6) в данный момент. Продолжительность промывки моющим раствором может быть предварительно задана или определяться требуемым перепадом давления, контролируемым манометрами 21 и 22. Время промывки водой также может быть задано предварительно.

Очистка межтрубного пространства

Для промывки моющим раствором необходимо трехходовым клапаном 15 обеспечить связь гидрораспределителя 11 с распределительным баком 2, трехходовым клапаном 16 – связь гидрораспределителя 12 с распределительным баком 2 и трехходовым клапаном 14 – связь насоса 13 с распределительным баком 2. Для промывки водой необходимо трехходовым клапаном 15 обеспечить связь гидрораспределителя 11 с баком для воды 3, трехходовым клапаном 16 – связь гидрораспределителя 12 с баком для воды 3 и трехходовым клапаном 14 – связь насоса 13 с баком для воды 3.

После включения насоса 13 и одного из гидрораспределителей (11 или 12) начнется циркуляция жидкости. Направление движения потока задается включением одного из гидрораспределителей (11 или 12) в данный момент. Продолжительность промывки моющим раствором может быть предварительно задана или определяться требуемым перепадом давления, контролируемым манометрами 23 и 24. Время промывки водой также может быть задано предварительно.

Установка двухпозиционных трехлинейных гидрораспределителей и трехходовых клапанов с соответствующими связями позволяет производить одновременную очистку внутритрубно-

го и межтрубного пространства теплообменника в различных, не связанных между собой, режимах (время промывки моющим раствором, время промывки водой, смена направления движения жидкостей). Это сокращает общее время очистки и повышает ее эффективность.

Таким образом, устройство для очистки теплообменных аппаратов позволяет осуществлять качественную очистку разнообразных теплообменников без их демонтажа при минимальных затратах времени. Устройство может быть использовано для очистки различного теплоэнергетического оборудования: котлов, змеевиков, холодильников, трубопроводов и пр.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Файрушин, А. М. Повышение эффективности теплообмена в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» / А. М. Файрушин, А. С. Романчук / Нефтегазовое дело. – 2018. – Т. 16. № 6. – С. 65–71.
2. Современная технология очистки трубопроводов и теплообменников. Главный энергетик. – 2011. – № 11. – С. 42–43.
3. Гидродинамическая самоочистка пластинчатых теплообменников со сферическими выемками / В. В. Такмовцев, А. В. Ильинков, А. В. Щукин, И. Ш. Зарипов. – Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2016. – № 9–10. – С. 56–65.
4. Патент ПМ № 187 790. Устройство для очистки теплоэнергетического оборудования / Галактионов С. А., Чугунова А. А. Опубликовано 19.03.2019.

УДК 66.042.1

И. Ю. Дубов

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ ШАРИКОВОЙ ОЧИСТКИ (СШО) КОНДЕНСАТОРА ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ ТИПА Т-100. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ СШО НА ТУРБИНАХ ДАННОГО ТИПА

ООО «БГК» Стерлитамакская ТЭЦ, г. Стерлитамак, Россия

E-mail: Dubov_IYU@bgkru.ru

Снижение себестоимости вырабатываемой энергии в рамках функционирования Оптового рынка электроэнергии и мощности (ОРЭМ) является ключевой задачей современных ТЭЦ. Существенная часть электроэнергии, реализуемой на ОРЭМ является электроэнергия, выработанная ТЭЦ в конденсационном режиме. На себестоимость электроэнергии данного типа в значительной степени влияет состояние конденсационных установок турбоагрегатов – чистота трубок. Превентивной мерой по поддержанию трубок конденсатора в эффективном состоянии является использование системы шариковой очистки (СШО) конденсатора. Применение данной системы позволило получить годовой эффект в размере 1104 тонн условного топлива.

Ключевые слова: система шариковой очистки, СШО, турбоагрегат типа Т-100-130, конденсатор, эффективность конденсационных турбин.

I. Y. Dubov

EXPERIENCE OF OPERATION OF THE BALL CLEANING SYSTEM CONDENSER EXTRACTION TURBINE, TYPE T-100. ECONOMIC EFFICIENCY OF INTRODUCTION OF THE SSO ON TURBINES OF THIS TYPE

ООО BGK, Sterlitamak, Russia

Reducing the cost of produced energy in the framework of the wholesale electricity and capacity market is a key task of modern CHP. A significant part of the electricity sold at the wholesale electricity is the electricity generated by the CHP in the condensation mode. The cost of electricity of this type is largely influenced by the condition of condensing units of turbine units – the purity of the tubes. A preventive measure to maintain the condenser tubes in an effective condition is the use of a ball cleaning system of the condenser. The use of this system allowed to obtain an annual effect of 1104 tons of conventional fuel.

Keywords: ball cleaning system, T-100-130 type turbine unit, capacitor, efficiency of condensing turbines.

Введение

В настоящее время актуальной задачей современных ТЭЦ является снижение себестоимости производства электроэнергии, для восребованности ТЭЦ на Оптовом рынке элек-

троэнергии и мощности (ОРЭМ). Весомая доля электроэнергии, реализуемой на ОРЭМ, является электроэнергия выработанной ТЭЦ в конденсационном режиме. Значительное негативное влияние на себестоимость электроэнергии

выработанной в конденсационном режиме оказывает загрязнение поверхностей нагрева конденсационных установок паровых турбин. В результате загрязнений увеличивается давление в конденсаторе и уменьшается коэффициент теплопередачи трубок. Увеличение давления в конденсаторе приводит к перерасходу топлива.

Одним из эффективных средств предотвращения трубок конденсаторов от загрязнений признана система шариковой очистки (СШО) конденсаторов. Принцип действия СШО заключается в обеспечении циркуляции через конденсатор пористых резиновых шариков, диаметр которых на 1–2 мм больше внутреннего диаметра трубки конденсатора. При движении по трубкам шарики удаляют с внутренних поверхностей любые осаднения в их начальной стадии, предотвращая тем самым их дальнейший рост. СШО, которая включает в себя фильтр предочистки циркуляционной воды и контур циркуляции через трубки конденсатора губчатых резиновых шариков, в большинстве случаев комплексно решает проблему [5].

Опыт применения СШО на турбоагрегате типа Т-100-130

В 2017 году на Стерлитамакской ТЭЦ был реализован проект по внедрению СШО на турбоагрегате типа Т-100 (конденсатор КГ2-6200), которому предшествовала 100 %-ная замена латунных трубок конденсатора в 2016 году. В соответствии с рекомендациями [1] перед внедрением СШО были выполнены дополнительные мероприятия: проведена тщательная очистка трубок от отложений, трубопроводы, подключенные к водяным камерам конденсатора и участкам напорных и сливных водоводов, входящих в контур циркуляции шариков, очищены от грязи, отложений и продуктов коррозии, поверхности камер конденсатора и водоводов покрыты составом, препятствующим образованию отложений и коррозии (рис. 1).



Рис. 1. Состояние трубок конденсатора турбоагрегата Т-100-130 после очистки и обработки

СШО представляет собой схему, разделенную на две автономные подсистемы:

1) подсистема «Фильтр» – технологическая схема предварительной очистки циркуляционной воды;

2) подсистема «Шариковая очистка» – технологическая схема циркуляции шариков.

В свою очередь подсистема «Фильтр» делится на два контура очистки воды (контур предварительной очистки А; контур предварительной очистки Б). Подсистема «Шариковая очистка» делится на три независимых контура циркуляции шариков (контур циркуляции шариков наружных половин конденсатора; контур циркуляции шариков внутренних половин конденсатора; контур циркуляции шариков встроенного пучка конденсатора). Подсистема «Шариковая очистка» служит для ввода шариков в циркуляционные водоводы перед конденсатором, сбора шариков после очистки конденсаторных трубок и автоматической калибровки шариков, изношенных до внутреннего диаметра конденсаторной трубки.

Циркуляция шариков в течение суток осуществляется по алгоритму: 5 минут – замачивание шариков, 6 часов циркуляции, 40 минут – отлов шариков и 17 часов 15 минут – пауза между циркуляциями.

Эффект от внедрения и эксплуатации СШО на турбоагрегате типа Т-100-130

Так как сравнение фактического давления в конденсаторе за разные периоды не позволяет корректно оценивать состояние конденсатора (при таком сравнении искажение вносят внешние факторы – различный расход пара в конденсатор, различная температура охлаждающей воды на входе в конденсаторе и т. д.), эффективность внедрения СШО будем оценивать по отклонению фактического давления в конденсаторе от нормативного давления $\Delta P_{2ф} - \Delta P_{2н}$

С целью определения эффективности внедрения СШО рассмотрим два характерных периода:

1 – работа конденсационной установки без СШО (заменены латунные трубки) – 10 месяцев;

2 – работа конденсационной установки с СШО (перед внедрением СШО трубки очищены, состояние доведено до показателей «новой» трубки) – 18 месяцев.

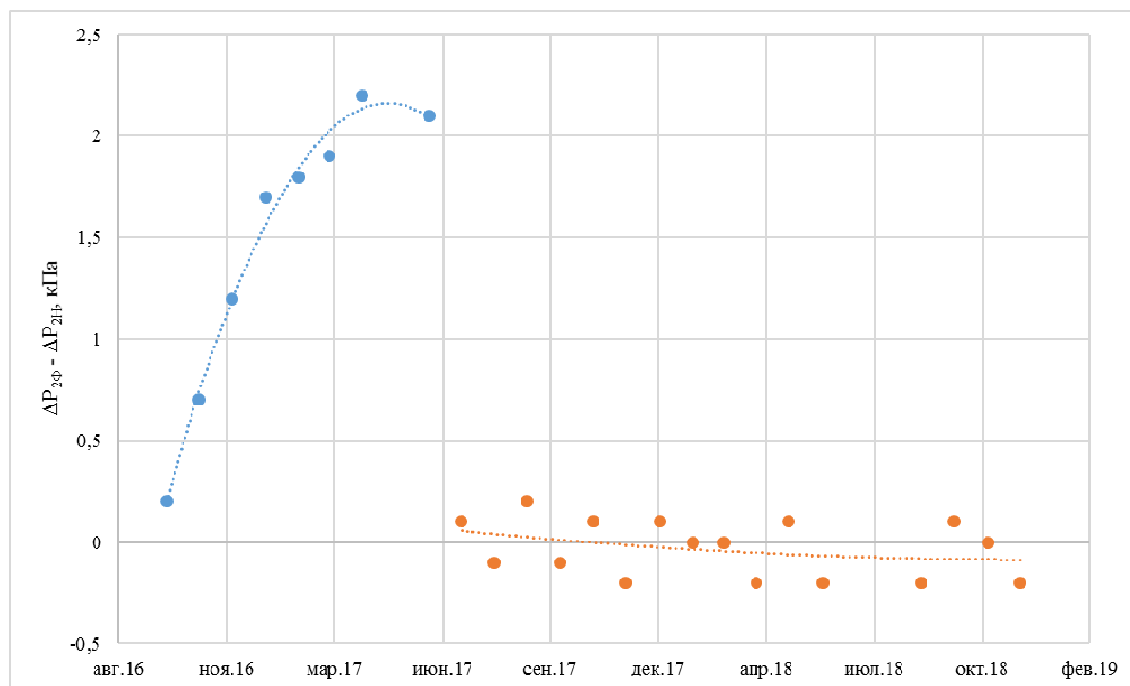


Рис. 2. График изменения температурного напора конденсатора турбоагрегата Т-100-130 (синий маркер – до внедрения СШО, оранжевый маркер – после внедрения СШО)

До внедрения СШО через два месяца после замены трубок конденсатора давление в конденсаторе увеличилось – отклонение от нормативного давления составило 1,2 кПа. Последующие наблюдения подтвердили динамику ухудшения состояния поверхностей трубок конденсатора, так уже через шесть месяцев отклонение фактического давления от нормативного значения достигло 1,7 кПа, а к завершению первого периода $\Delta P_{2ф} - \Delta P_{2н}$ превысило 2,0 кПа (рис. 2).

После внедрения СШО отклонение фактического давления в конденсаторе от нормативного составило $\pm 0,25$ кПа. В течение всего второго периода наблюдений (18 месяцев) динамики ухудшения температурного напора не наблюдалось.

Влиянием присосов в вакуумную систему конденсаторов на давление можно пренебречь, так как оба периода наблюдений характеризовались стабильной величиной присосов.

Оценка эффективности внедрения и эксплуатации СШО на турбоагрегате типа Т-100-130

Увеличение давления в конденсаторе турбины типа Т-100-130 на 1 кПа приводит к увеличению удельного расхода тепла брутто на 0,73 % [2], что приводит к перерасходу условного топлива согласно [3] за год в размере:

$$B_{(q_{T-1\text{кПа}})} = \frac{\Xi \cdot q_T \cdot k \cdot K_{OTR(T)} \cdot 0,1}{\eta_K^H \cdot \eta_{TH} \cdot Q_{UT} \cdot K_{OTR(K)}} = 502 \text{ т/год}, \quad (1)$$

где Ξ – отпуск электроэнергии с шин от турбины типа Т-100-130 за год в конденсационном режиме, $\Xi = 468186,025 - 287300,219 = 180885,806$ тыс.кВтч; q_T – удельный расход тепла брутто при работе турбины в конденсационном режиме, $q_T = 2145$ ккал/кВт [4]; k – увеличение удельного расхода тепла брутто турбины при увеличении давления в конденсаторе на 1 кПа, $k = 0,73$ %; $K_{OTR(K)}$ – коэффициент увеличения расхода топлива энергетическими котлами на отпуск электроэнергии при условном отсутствии отпуска тепла внешним потребителям из отборов и от конденсаторов турбоагрегатов, $K_{OTR(K)} = 1,0621$; $K_{OTR(T)}$ – коэффициент увеличения расхода тепла на производство электроэнергии при условном отсутствии отпуска тепла внешним потребителям из отборов и от конденсатора турбоагрегатов, $K_{OTR(T)} = 1,1517$; η_K^H – КПД нетто группы паровых котлов, $\eta_K^H = 89,31$ %; η_{TH} – КПД теплового потока, $\eta_{TH} = 97,83$ %; Q_{UT} – теплота сгорания условного топлива, $Q_{UT} = 7$ Гкал/т [3].

Как видно из рис. 2, СШО способствовала снижению давления пара в конденсаторе турбины на 2,2 кПа, что в свою очередь способст-

вовало годовой экономии условного топлива в размере:

$$B_{(q_T)} = 502 \cdot 2,2 = 1104 \text{ т/год.}$$

Затраты на реализацию проекта по внедрению СШО на турбоагрегате Т-100-130 составляют в среднем 23 млн. руб. (без учета НДС). При стоимости топлива 4000 руб. / т.у.т. проект имеет простой период окупаемости 6,9 лет.

Заключение

Прошедший период эксплуатации СШО на Стерлитамакской ТЭЦ можно назвать преимущественно положительным. Окончательное заключение о результатах эксплуатации СШО можно дать на основе длительного опыта эксплуатации, так как в настоящее время отсутствуют, например, данные о влиянии СШО на износ (срок службы) охлаждающих трубок конденсационной установки.

СШО является превентивным мероприятием, и не способно восстановить охлаждающую поверхность, а направленно лишь на предупре-

ждение загрязнений – на поддержание поверхности теплообмена в эффективном состоянии.

Опыт эксплуатации СШО на Стерлитамакской ТЭЦ, показывает, что данной мероприятие является энергоэффективным со сроком окупаемости менее 7 лет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методические указания по наладке и эксплуатации систем шариковой очистки конденсаторов паровых турбин: РД 34.30.403-93. – М.: Союзтехэнерго, 1993.
2. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. РД 34.30.501 (МУ 34-70-122-85). – М.: Союзтехэнерго, 1985.
3. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. РД 34.08.552-95. – М.: СПО ОРГРЭС, 1993.
4. Типовая нормативная характеристика турбоагрегата Т-100-130 ТМЗ. РД 34.30.716. – М.: ОРГРЭС, 1970.
5. Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 636 с.
6. Эффективность использования системы шариковой очистки конденсатора паровой турбины / А. Г. Тумановский, Ю. Г. Иванов, Н. В. Болдырев // Новости теплоснабжения. – 2011. – № 7. – С. 29–32.

УДК 536.24

В. С. Кузеванов¹, А. Б. Гаряев², С. С. Закожурников³, Г. С. Закожурникова⁴

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ПОРИСТЫХ УВЛАЖНЕННЫХ СРЕДАХ ПРИ БОЛЬШИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ

¹ Филиал ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ» в г. Волжском

² ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

³ Московский финансово-юридический университет МФЮА

⁴ ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»

E-mail: galya.vlz@mail.ru

Процесс производства карбида кремния (SiC) в печах сопротивления, сопровождается перемещением влаги в шихте. При этом важным является учет переноса влаги при составлении математического описания процесса. Целью статьи является совершенствование существующей модели тепломассопереноса в процессе производства SiC.

Ключевые слова: печь сопротивления, шихта, сушка, фильтрация, влажность, конденсация.

V. S. Kuzevanov¹, A. B. Garyaev², S. S. Zakozhurnikov³, G. S. Zakozhurnikova⁴

PECULIARITIES OF HEAT AND MASS TRANSFER IN POROUS MOISTENED MEDIUMS AT HIGH THERMAL LOADS

¹ National Research University «MPEI», Volzhsky branch, Russian Federation

² National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation

³ Moscow University of Finance and Law MFUA

⁴ Volgograd State Technical University, Volgograd, Russian Federation

The process of silicon carbide producing (SiC) in a resistance furnace is accompanied by moisture movement in the batch. An important consideration is the accounting of moisture transfer in the preparation of the mathematical description of the process. The aim of the article is to improve the existing model of heat and mass transfer in SiC production.

Keywords: resistance furnace, batch, drying process, filtration, moisture, condensation.

Основные обозначения:

q_v – мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³; x_b – влажность твердой структуры; ε – пористость системы; ρ – плотность, кг/м³; V – объем, м³; $M_{2,ym}$ – масса вытесненного за время τ воздуха, кг; t, T – температура, °C, и абсолютная температура, К; $T_{нач.суш}$ – температура начала интенсивной сушки, К; $T_{нач.к}$ – максимальная температура, инициирующая конденсацию, К; T_s – температура насыщения, К; P – давление, Па; ν – доля не связанных между собой микропор; $\widetilde{g}_c$ – объемная плотность потока влаги в поры шихты при ее сушке в реакционной зоне, кг/м³с; $\widetilde{g}_k$ – плотность потока конденсации, кг/м³с; $\widetilde{g}_x$ – интенсивность объемной генерации газа в химических реакциях, кг/м³с; $g_{2,F}$ – плотность массового расхода воздуха, вытесняемого из печи (утечка), кг/м²с; q_k – плотность теплового потока на единицу поверхности при конденсации, Вт/м²; $q_{v,суш}$ – мощность внутренних источников теплоты, обусловленная сушкой твердого компонента, Вт/м³; q_k – плотность теплового потока на единицу поверхности при конденсации, Вт/м²; Q_c – общее количество теплоты, поглощенной в зоне испарения в единицу времени, Дж/с; Q_k – общее выделение тепла в зоне конденсации в единицу времени, Дж/с; Q_F – поток тепла, обусловленный выносом влаги из печи, Дж/с; r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; F_k – поверхность конденсации в элементарном объеме V шихты, м²; V_c – область шихты, в которой происходит сушка, м³; V_k – область шихты, в которой происходит конденсация, м³; $V_{полн}$ – объем загрузки шихты, м³; V_u – объем центральной зоны, м³; τ – время, с; τ_3 – момент перехода к третьей стадии процесса конденсации влаги, с; l_ξ – шаг расчетной сетки по направлению ξ , м; α_k – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² °C).

Индексы и другие сокращения:

- 1 – параметры твердого тела;
- 2 – параметры газа в полостях;
- с – твердый сухой компонент смеси;
- в – параметры водяной фазы;
- ф – процесс фильтрации.
- о – параметр в начальный момент времени;
- Остальные обозначения приведены в тексте.

Карбид кремния получают в электрических печах при температуре 1800–2500 °C путем восстановления двуокиси кремния углеродом по следующей реакции $\text{SiO}_2 + 3\text{C} = \text{SiC} + 2\text{CO}$. Основным сырьем для производства карбида кремния служит песок и нефтяной кокс. Перед за-

грузкой в печь исходные материалы (шихту) тщательно перемешивают и увлажняют (до 10 %). Затем печь подключают к трансформатору. Далее происходит разогрев печи. В результате нагрева керна и прогрева шихты происходит поглощение теплоты химическими реакциями, протекающими в реакционной зоне, и в течение первых пяти часов удаляется влага из слоев, расположенных близко к керну. Причем на дальних слоях (непрогретых) происходит конденсация удаленной влаги из разогретых слоев с переувлажнением периферийных слоев. Процесс переноса влаги существенно влияет на время протекание процесса, температурный режим, а также на образование каналов, по которым удаляются летучие продукты реакции из шихты. Следовательно, возникает необходимость учета переноса влаги в пространстве шихты.

Объемная плотность потока влаги в поры шихты при испарении в реакционной зоне с температурой $T > T_{нач.суш}$ и относительной влажностью $\frac{x_b}{x_{b,o}} \geq 0.99$. В процессе сушки [1] с «производительностью» $\widetilde{g}_c$ в единицу времени требуется количество теплоты, определяемое соотношением

$$q_{v,суш} = r\widetilde{g}_c, \quad (1)$$

Общее количество теплоты, поглощенной в зоне испарения в единицу времени, равно

$$Q_c = r \int_{V_c} \widetilde{g}_c dV, \quad (2)$$

где $r = \text{const}$, поскольку при фильтрации в условиях пористости ε шихты печи сопротивления перепады давления по любой координате ξ очень малы [2]:

$$\frac{1}{P} \frac{\partial P}{\partial \xi} \ll 1.$$

Согласно очевидному физическому процессу, переносимая фильтрационным потоком влага должна конденсироваться в «холодной» зоне, то есть в области реакционной шихты, где $T < T_{нач.к}$.

При этом в зоне конденсации с объемом шихты V_k организуются объемные источники теплоты $q_{v,k} = r\widetilde{g}_k$, определяющие общее выделение теплоты в этой зоне:

$$Q_k = \int_{V_k} q_{v,k} dV. \quad (3)$$

Будем считать, что в любой момент времени

$$Q_c(\tau) = Q_k(\tau) + Q_F(\tau), \quad (4)$$

Равенство (4) означает принятие допущения об одновременности процессов генерации влаги, ее конденсации и удаления за пределы шихты, происходящих в разных областях простран-

ства. Это допущение основано на двух обстоятельствах. Первое определено фактом малого отличия $T_{нач.суш}$ и $T_{нач.к}$, что означает отсутствие буферной зоны между зонами испарения и конденсации. Вторым обстоятельством является большая тепловая инерционность материала шихты. Оба обстоятельства определяют малое время запаздывания в переносе влаги и теплоты из зоны генерации влаги (зоны испарения влажного материала) в зону конденсации (область увлажнения шихты) и далее – за пределы печи сопротивления, то есть справедливость приближения $Q_c = Q_k + Q_F$ в нестационарном процессе.

Согласно соотношению

$$q_{v,k} V = q_k F_k, \quad (5)$$

имеем

$$q_{v,k} = \frac{F_k}{V_k} \varepsilon q_k. \quad (6)$$

Учтем, что $q_k = \alpha_k \Delta T$, а $\alpha_k = \sigma_k \Delta T^n$, где $\Delta T = T_s - T$. Примем во внимание, что при испарении водяной пар вытесняет другие компоненты газовой составляющей и его парциальное давление становится равным полному давлению, которое меняется в зоне испарения незначительно. Однако в зоне конденсации парциальное давление пара изменяется, конденсация происходит из парогазовой смеси с изменением интенсивности теплообмена. Такое изменение формально можно учесть множителем ΔT^n в соотношении для определения коэффициента теплоотдачи α_k . Тогда в зависимости $\alpha_k = \sigma_k \Delta T^n$ первый сомножитель σ_k имеет смысл коэффициента теплоотдачи $\alpha_{k,0}$ при конденсации насыщенного пара с нормировкой на базовое значение ΔT_δ^n . Он определяется из экспериментальных данных.

$$\sigma_k = \alpha_{k,0} \frac{1}{\Delta T_\delta^n},$$

где $\Delta T_\delta = T_s - T_{нач.к}$.

При такой интерпретации изменения интенсивности теплообмена значение показателя степени n лежит в диапазоне $-1 < n < 0$.

Таким образом, $\sigma_k \approx \text{const}$ и $q_{v,k}$ можно выразить так:

$$q_{v,k} = \sigma_0 \varepsilon \Delta T^{1+n}, \quad (7)$$

где $\sigma_0 = \sigma_k \frac{F_k}{V_k}$ – коэффициент, который можно считать постоянным для всей зоны конденсации в условиях идентичности пор шихты, обуславливающей постоянство $\frac{F_k}{V_k}$ в этой области.

Из $Q_c = Q_k + Q_F$ получаем:

$$r \int_{V_c} \widetilde{g}_c dV = \sigma_0 \int_{V_k} \varepsilon \Delta T^{1+n} dV + Q_F. \quad (8)$$

Откуда следует выражение для определения значения σ_0 :

$$\sigma_0 = \frac{r \int_{V_c} \widetilde{g}_c dV - Q_F}{\int_{V_k} \varepsilon \Delta T^{1+n} dV} \quad (9)$$

При известном σ_0 объемные тепловыделения $q_{v,k}$ в зоне конденсации определяем по соотношению (7), а плотность потока конденсации согласно выражению:

$$\widetilde{g}_k = \frac{\int_{V_c} \widetilde{g}_c dV - \frac{Q_F}{r}}{\int_{V_k} \varepsilon \Delta T^{1+n} dV} \varepsilon \Delta T^{1+n}. \quad (10)$$

Для реализации модели конденсации необходимо знать пределы интегрирования: V_c и V_k . Объем зоны испарения легко контролируется в процессе расчета температурного поля. Определение объема V_k представляет собой отдельную задачу.

В процессе конденсации влаги можно выделить три стадии. Первая стадия, когда центральная зона шихты является зоной испарения, а объем зоны конденсации таков, что выполняется условие

$$V_k < V_{полн} - V_c, \quad (11)$$

На этой стадии $Q_F = 0$.

Вторая стадия характеризуется тем, что в центральной зоне объемом V_u влажный материал высох и не выполняется условие $\frac{x_g}{x_{g,0}} \geq 0.99$. В этом случае зона испарения представляет собой некую эквивалентную кольцевую зону, а

$$V_k < V_{полн} - V_c - V_u. \quad (12)$$

При этом также $Q_F = 0$.

На третьей стадии имеют место две растущие по объему во времени области: область (зона) сухого материала (V_u) и зона испарения (V_c). Область конденсации на этой стадии уменьшается во времени. Причем

$$V_k = V_{полн} - V_c - V_u. \quad (13)$$

На этой стадии $Q_F \neq 0$. Полной конденсации влаги в зоне конденсации не происходит, часть водяного пара удаляется за пределы шихты.

Объем области конденсации на первых двух стадиях процесса рассчитывается, исходя из следующих соображений.

Считаем, что в зоне испарения водяной пар полностью вытесняет другие компоненты газовой составляющей; при появлении области высохшего материала (V_u) летучие продукты химических реакций вытесняют водяной пар, а в зоне конденсации относительное парциальное давление пара меняется от 1 до 0 по мере удаления от границы зоны испарения, рис. 1.

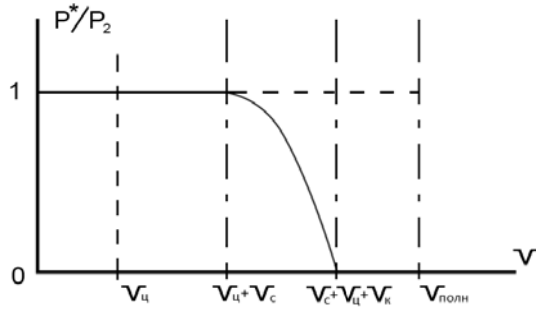


Рис. 1. Условное отображение изменения давления в объеме шихты:

P_2 – давление газовой составляющей; P^* – парциальное давление продуктов химических реакций (в объеме $V_ц$) или парциальное давление водяного пара (в объеме $V_с$)

В такой модели объем зоны конденсации легко получить, зная массу вытесненного из печи сопротивления воздуха (индекс «2»), заполнявшего в начале разогрева все газовое пространство объемом $V_2 = \varepsilon_0 V_{полн}$.

Масса вытесненного за время τ воздуха ($M_{2,ym}$) равна:

$$M_{2,ym} = \int_F \int_\tau g_{2,F} d\tau dF, \quad (14)$$

Заметим, что $g_{2,F}$ легко контролируется в модели фильтрации [4].

Из элементарной пропорции, составленной с учетом $P_2 \approx \text{const}$ и $T \approx T_0$ в зоне конденсации:

$$\int_{\tau_3} \int_F g_{2,F} dF d\tau = \frac{\varepsilon_0 P_{2,0}}{m} \{V_{полн.} + (m-1)[V_ц(\tau_3) + V_с(\tau_3)]\} \quad (17)$$

На третьей стадии процесса ($\tau > \tau_3$), когда $V_k = V_{полн} - V_ц - V_с$, Q_F можно определить как

$$Q_F = \tau \int_F \eta g_{2,F} dF, \quad (18)$$

где коэффициент η учитывает, что из печи через поверхность F выходит пар вместе с воздухом и/или летучими продуктами химических реакций (индекс «х»), фильтрующимися из зон их генерации как неконденсируемый компонент, рис. 2.

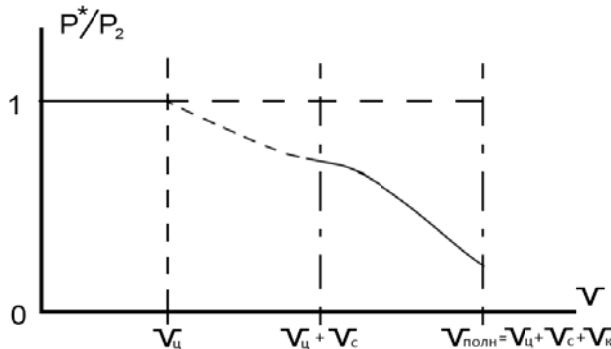


Рис. 2. Условное отображение изменения давления в объеме печи

$$\varepsilon_0 V_{полн} \sim M_{2,0} \left\{ V_{полн} - (V_ц + V_с + \frac{V_k}{m}) \right\} \sim (M_{2,0} - M_{2,ym}), \quad (15)$$

где индекс «0» относится к значениям параметров в начальный момент времени, получаем:

$$V_k = m \left\{ \frac{1}{\varepsilon_0 P_{2,0}} \int_F \int_\tau g_{2,F} d\tau dF - (V_ц + V_с) \right\}, \quad (16)$$

где параметр « m » отражает специфику изменения парциального давления пара в области конденсации; $m > 1$, при $m = 2$ функция P^*/P_2 близка к линейной. Модельное значение $m = \frac{3}{2}$.

Заметим, что первая и вторая стадии занимают малое время общего процесса производства (не более часа), однако в этот период формируется структура температурного поля и размеры основной реакционной зоны с созданием температурного барьера в виде перемещающейся границы зон испарения и конденсации с увеличивающейся влажностью в области границы по мере ее перемещения от центра печи.

Момент перехода к третьей стадии процесса конденсации влаги (τ_3) легко получить непосредственно из уравнения (16) с учетом равенства

$$V_{полн} = V_ц(\tau_3) + V_с(\tau_3) + V_k(\tau_3).$$

Имеем:

Обозначения те же, что и на рис. 1.

Полагая, что при $\tau > \tau_3$ доля пара в удаляемой из объема $V_{полн}$ печи для производства карбида кремния газовой составляющей не зависит от состава неконденсируемого компонента, получаем соотношение для расчета коэффициента η :

$$\eta = 1 - \frac{\int_{V_{полн}} \tilde{g}_x dV}{\int_F g_{2,F} dF}. \quad (19)$$

Заметим, что через три-четыре часа после начала разогрева шихты, когда большая часть влаги из зоны испарения уже удалена, возможен обратный переход на стадию, аналогичную второй стадии процесса.

Действительно, если $\int_{V_с} \tilde{g}_с dV - \int_{V_k} \tilde{g}_к dV \rightarrow 0$, то $\eta \rightarrow 0$ и $Q_F \rightarrow 0$.

Подчеркнем, что учет процесса конденсации влаги в объеме шихты для производства карбида кремния требует введения дополнительного члена ($q_{v,k}$) в основное уравнение теплопроводности [3] и добавочного слагаемого

($\widetilde{g}_k$) в функцию источника массы (φ) модели фильтрации.

Важным моментом является изменение условий начала сушки в зоне конденсации, поскольку влажность шихты $x_{e,o}$ области конденсации при переносе влаги из зоны испарения увеличивается. Это увеличение напрямую зависит от значений $\widetilde{g}_k$ в период конденсации влаги в рассматриваемом локальном объеме шихты. Найдем функцию $x_{e,o} = f(\tau)$.

В работах [1], [2] интенсивность сушки определена как:

$$\widetilde{g}_c = -\frac{v}{1+v} \frac{\partial}{\partial \tau} [\rho_e (1 - \varepsilon)],$$

причем концентрация микропор v , содержащих влагу, есть величина постоянная.

Аналогичная связь параметров, но с обратным знаком, является определением $\widetilde{g}_k$. Учтем также, что при температурном уровне процесса конденсации в шихте нет химических реакций и $\varepsilon = \varepsilon_0 = \text{const}$.

Тогда
$$\widetilde{g}_k = \frac{v}{1+v} (1 - \varepsilon_0) \frac{\partial \rho_e}{\partial \tau}.$$

Воспользуемся уравнением связи влажности шихты и условной плотности воды ρ_e , [1]:

$$x_e = \frac{v}{\rho_1^c} \rho_e.$$

Приняв во внимание, что в нашем случае $\rho_1^c = \rho_{1,0}^c$, где индекс «0» соответствует начальным условиям, а индекс «с» – сухому материалу, имеем: $\frac{\partial \rho_e}{\partial \tau} = \frac{\rho_{1,0}^c}{v} \frac{\partial x_e}{\partial \tau}$ и

$$\widetilde{g}_k = \frac{1 - \varepsilon_0}{1 + v} \rho_{1,0}^c \frac{\partial x_e}{\partial \tau}, \quad (20)$$

Тогда для любой фиксированной точки области конденсации выполняется:

$$x_{e,o}(\tau) = x_{e,0}^o + \frac{1+v}{1-\varepsilon_0} \frac{1}{\rho_{1,0}^c} \int_{\tau} \widetilde{g}_k d\tau, \quad (21)$$

где $\widetilde{g}_k$ определено соотношением (10), верхний индекс «о» относится к началу разогрева печи сопротивления, а $x_{e,o}(\tau)$ – к изменяющейся во времени «начальной», то есть предшествовавшей моменту начала сушки рассматриваемого элементарного объема шихты, влажности.

Проведена проверка работоспособности модели, описывающей процесс конденсации влаги, переносимой в процессе фильтрации газообразной составляющей в реакционной зоне шихты. Основой проверки явились численные эксперименты по программе расчета температурных режимов производства, описывающие процессы сушки влажной шихты, фильтрации и химических превращений при производстве карбида кремния [4]. В алгоритм расчета температурных полей этой программы в качестве подмодели была включена процедура учета

конденсации влаги, переносимой из зоны испарения в область конденсации.

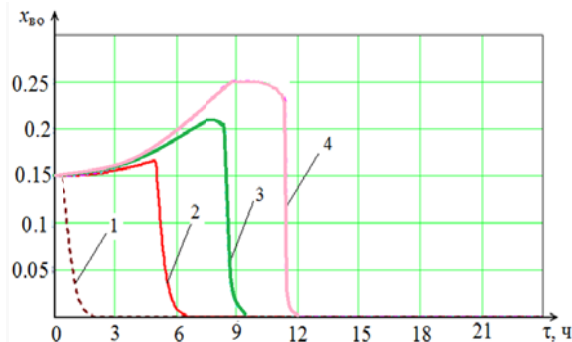


Рис. 3. Изменение влажности в различных точках шихты (1 – 3 см от зерна, 2 – 15 см от зерна, 3 – 25 см от зерна, 4 – 40 см от зерна) в течение процесса карбидообразования

На рис. 3 демонстрируется изменение во времени влажности в различных точках шихты, расположенных в горизонтальной плоскости, проходящей через центр зерна. Исходное увлажнение шихты $x_{во}^o = x_{во}(\tau = 0)$ принято равным 0,15. Расчеты показывают, что вблизи зерна сушка материала начинается сразу после начала разогрева (кривая 1). В удаленных точках происходит переувлажнение шихты за счет конденсации принесенной фильтрационным потоком влаги. Причем, чем дальше от зерна находится рассматриваемая точка (зона), тем выше становится влажность в ней к моменту начала сушки этой зоны (кривые 2, 3, 4). Время сушки материала шихты зависит от расстояния l от поверхности источника разогрева – зерна и составляет около полутора часов при $l = 0,03$ м (кривая 1), около двух часов при $l = 0,15$ м (кривая 2) и три и более часов при $l \geq 0,40$ м.

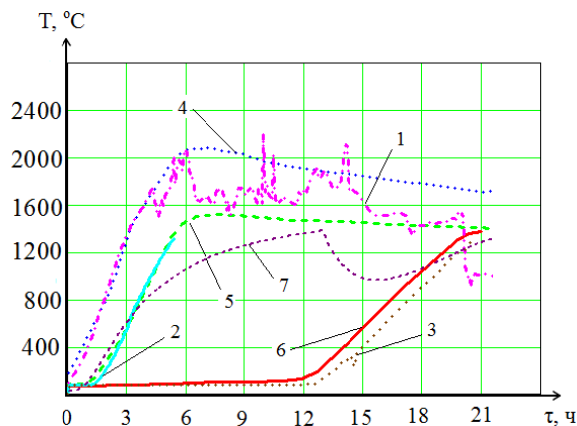


Рис. 4. Экспериментальные и расчетные значения зависимости температур от времени за один цикл работы печи. Цифры 1–3 соответствуют номерам термопар и соответствующим температурным кривым эксперимента, 4–6 – расчетные значения температур, в соответствующих точках 1–3 расположения термопар; 7 – расчетная кривая для точки 2 без учета конденсации переносимой влаги, [4]

Ответственный за выпуск редактор РИО:
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)

Учредитель:
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ)

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

Темплан 2019 г. Поз. № 23ж. Дата выхода в свет 18.10.2019 г. Формат 60 x 84 1/8.
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл.-печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 3,93.
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ №
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО ИУНЛ ВолгГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.
Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.