

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность – 4 раза в год

1 (34) 2012

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БАВИЛОВ А. В., ЯЦКЕВИЧ В. В., МАКСИМЕНКО А. Н. Методы оценки технического состояния при диагностировании механических и гидромеханических трансмиссий строительного-дорожной и транспортной техники	5
КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., МОСКАЛЕНКО А. В., БОГДАН П. С. Модификация исходной поверхности проволоочного инструмента с целью придания ей режущей способности путем применения электроконтактной обработки.....	13
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ХИНА Б. Б., ЛОВШЕНКО З. М., ЛОЗИКОВ И. А. Термодинамическое моделирование гетерогенного взаимодействия при механическом легировании в системах на основе меди.....	23
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ФЕДОСЕНКО А. С. Формирование фазового состава, структуры и свойств механически легированных композиционных порошков на основе системы «железо – алюминий» и покрытий из них	36
МАКАЦАРИЯ Д. Ю., ДЕГТЯРЕВА Е. Г. Определение оптимальных комплектов машин для ремонта покрытия автомобильных дорог	51
МАКСИМЕНКО А. Н., ДАНЬКОВ А. М., МОРГАЛИК Б. М., ОРЛОВА Т. Ю., КОСЕНКО Е. А. Повышение точности оценки работоспособности механических трансмиссий импульсным способом	59

МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., ИВАНЬКИН Д. В. Экспериментальная установка для испытания антиблокировочной системы, адаптивной к механическому приводу	68
ПАШКЕВИЧ М. Ф., РОГАЧЕВСКИЙ Н. И., БУЖИНСКИЙ А. Д., РОГАЧЕВСКИЙ С. Н. Методика расчета геометрических параметров торцевой червячной передачи	81
ПЕЧКОВСКАЯ О. Е., ПАШКЕВИЧ М. Ф., МАШИН Ю. В. Модификация внутреннего эвольвентного зацепления с малой разностью чисел зубьев колес	91
РЫНКЕВИЧ С. А., ЕГОРОВ А. Н., ТАРАСИК В. П., МАКСИМЕНКО А. Н. Повышение эффективности эксплуатации карьерных самосвалов БелАЗ с ГМП, оснащенных бортовыми системами диагностирования	99
ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С., САВИЦКИЙ В. С. Моделирование процесса нагрева многодисковых фрик- ционов гидромеханической передачи	107

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

ДРАГАН В. И., ШУРИН А. Б. Действительная работа металлической комбинированной структурной оболочки покрытия ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле	118
--	-----

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н., БЕРЕЗОВСКИЙ Н. И. Разра- ботка методов энергоэффективной технологии потреб- ления энергоресурсов в Республике Беларусь	126
--	-----

ФИЗИКА

КУЛЬБЕНКОВ В. М., ВОЙТЕНКОВ А. И., ХОМЧЕНКО А. В., ГУЗОВСКИЙ В. Г., КОВАЛЕНКО О. Е., ПРИМАК И. У. Исследование особенностей процесса производства закаленных стекол для наземного транспорта	136
--	-----

-
- Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам
 - Публикуемые материалы рецензируются
 - Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014
для предприятий и организаций – 000142

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

VAVILOV A. V., YATSKEVICH V. V., MAKSIMENKO A. N. Methods of assessing the technical state in diagnosing mechanical and hydromechanical transmissions of road- building and transport machinery.....	5
KISELEV M. G., DROZDOV A. V., MOSKALENKO A. V., BOGDAN P. R. Modification of initial surface of wire tool by using electric resistance machining with the purpose of imparting it a cutting capacity	13
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., KHINA B. B., LOVSHENKO Z. M., LOZIKOV I. A. Thermodynamic modeling of heterogeneous interaction in mechanically alloyed Cu-based systems	23
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., FEDOSENKO A. S. Formation of phase composition, structure and properties of mechanically alloyed «Fe–Al»-based composite pow- ders and coatings made of them.....	36
MAKATSARIYA D. Y., DEGTYAREVA E. G. Determination of optimal sets of machines for highway pavement repair	51
MAKSIMENKO A. N., DANKOV A. M., MORGALIK B. M., ORLOVA T. Y., KOSENKO Y. A. Increasing the accuracy of assessing the operating capacity of mechanical transmissions by using the impulse method	59
MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A., IVANKIN D. V. Experimental installation for testing anti-lock braking system adaptive to the mechanical actuator	68
PASHKEVICH M. F., ROGACHEVSKY N. I., BUZHINSKI A. D., ROGACHEVSKY S. N. The methodology of calculation of end worm gear geometric parameters.....	81
PECHKOVSKAYA O. E., PASHKEVICH M. F., MASHIN Y. V. Modification of internal involute enga- gement with a small difference of gearwheel teeth numbers	91
RYNKEVICH S. A., YEGOROV A. N., TARASIK V. P., MAKSIMENKO A. N. Increasing the operating efficiency of BelAZ quarry dump trucks with hmt, equipped with onboard diagnosing systems	99

TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S., SAVITSKY V. S.

The simulation of the process of hydromechanical transmission multiplate friction clutches heating 107

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

DRAGAN V. I., SHURYNTSE A. B. The actual performance of metal composite structural shell of roofing for the skating-rink in Golovatsky street in the city of Gomel

118

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

BEREZOVSKY S. N., BERZOVSKY N. I. The development of methods of power-efficient technology of energy resources consumption in the republic of Belarus.....

126

PHYSICS

**KULBENKOV V. M., VOITENKOV A. I., KHOMCHENKO A. V.,
GUZOVSKY V. G., KOVALENKO O. E., PRIMAK I. U.**

Research into the peculiarities of the process of producing tempered glass for surface transport 136

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.3

А. В. Вавилов, В. В. Яцкевич, А. Н. Максименко

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ И ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

UDC 629.3

A. V. Vavilov, V. V. Yatskevich, A. N. Maksimenko

METHODS OF ASSESSING THE TECHNICAL STATE IN DIAGNOSING MECHANICAL AND HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS OF ROAD-BUILDING AND TRANSPORT MACHINERY

Аннотация

Изложены методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий транспортных объектов и строительно-дорожных машин. Отмечена важность диагностирования трансмиссии, ее элементов и механизмов управления гидроприводом как агрегатов, лимитирующих надежность и долговечность узлов машин. Подробно приведены методы виброакустической диагностики трансмиссий машин. Описаны технические средства систем диагностирования, применяемые для оценки технического состояния механических и гидромеханических трансмиссий транспортных и строительно-дорожных машин различного назначения.

Ключевые слова:

методы диагностирования, механическая трансмиссия, гидромеханическая трансмиссия, гидропривод, транспортная машина, автомобиль, строительная и дорожная машина, виброакустические методы диагностики.

Abstract

Methods of diagnosing mechanical and hydromechanical transmissions of transport and road-building machinery are presented. The paper highlights the importance of diagnosing the transmission, its elements and hydraulic drive control mechanisms which are the assemblies that limit the reliability and durability of machinery units. Vibro-acoustic methods of diagnosing the machinery transmissions are described in details. Technical tools of diagnosing systems used to assess the technical state of mechanical and hydromechanical transmissions of transport and road-building machinery for various purposes are given.

Key words:

diagnosing methods, mechanical transmission, hydromechanical transmission, hydraulic drive, transport machinery, vehicle, construction and road-building machinery, vibro-acoustic methods of diagnostics.

Введение

При оценке эффективности эксплуатации транспортных машин (ТМ) различного назначения (грузовых автомобилей, самосвалов, строительных и

дорожных машин) необходимо непрерывно восстанавливать их работоспособность. Важнейшими элементами машин являются ее силовая установка и трансмиссия, обеспечение технического

состояния которых на должном уровне является большой проблемой. В данной статье речь пойдет о *диагностике трансмиссии* и ее элементов как объекта, значительно ограничивающего надежность и долговечность основных узлов машин.

С ростом объемов строительных, дорожных и транспортных работ (в автохозяйствах, карьерах, на горно-обогатительных предприятиях и строительных площадках) актуальной становится проблема обеспечения безотказной работы техники. Решение данной проблемы возможно лишь в аспекте технической эксплуатации этих машин. На современном этапе повышение эффективности работы ТМ и строительных и дорожных машин достигается с учетом индивидуальных показателей по каждой машине (процесса старения, сезонных условий эксплуатации, показателей надежности и т. д.) и внедрения новых методов и технологий планирования и организации технической эксплуатации [1].

Существует множество методов оценки технического состояния техники [2, 3]. Эти методы различны по своей эффективности и существующим на сегодняшний день техническим средствам. Для непрерывной диагностики трансмиссий машин при наличии соответствующего технического оснащения широкое распространение получили акустические и виброакустические методы.

Для оценки шумов и вибраций при диагностировании гидронасосов и гидромоторов используют виброакустические методы, в частности, применяют метод кинематической синхронизации.

Работа гидравлических приводов машин сопровождается непрерывными волновыми и (или) колебательными процессами, возникающими вследствие неуравновешенности и износа движущихся частей гидропривода, изменения

нагрузок, перераспределения энергии при изменении направления движения или турбулизации потока рабочей жидкости. Эти колебательные процессы являются источниками вибраций и шума механизмов гидропривода.

С помощью вибрационных методов диагностирования осуществляют непосредственный контроль динамического нагрузочного воздействия, что позволяет на ранней стадии обнаружить неисправности. Так, повреждение отдельных элементов механизмов гидропривода систем управления трансмиссий вызывает мгновенное изменение уровня и частотных характеристик вибрационного спектра. Перекосы в шлицевых соединениях, повышенные зазоры в подшипниках могут быть выявлены по изменению характера динамических нагрузок значительно раньше, чем появятся следы явного износа, повышение температуры или снижение показателей эффективности объекта контроля.

Высокая информативность виброакустических сигналов, простота их преобразования в электрические сигналы способствует автоматизации средств контроля и диагностирования на основе вибрационных методов [2].

Наиболее часто методы вибродиагностики используются для определения технического состояния подшипников и элементов насосов и гидромоторов, а также контроля внутренней герметичности гидрораспределителей, гидроцилиндров, предохранительных и перепускных клапанов и т. д.

В качестве диагностических параметров при использовании вибрационных методов для оценок состояния основных механизмов гидропривода применяют амплитуды виброперемещения, виброскорости и виброускорения. Иногда используют среднее абсолютное или среднее квадратическое значение параметра. Измерение виброскорости позволяет оценить вибронапряженность конструкции, которая оп-

ределяет процесс накопления усталостных повреждений и долговечности гидроаппарата. Виброускорение характеризует уровень инерционных нагрузок, возникающих при колебаниях. Эти нагрузки могут быть определяющими при оценке состояния опор, стыков, фланцев, креплений механизмов и элементов гидропривода.

Для оценок можно использовать амплитудные и энергетические спектры, а также параметры корреляционной функции.

Спектр сложного сигнала, полученного на выходе вибропреобразователя, представляется в виде

$$D(\omega) = \int_0^T K(t) e^{-i\omega t} dt, \quad (1)$$

где ω – частота сигнала $K(t)$; T – длительность процесса.

Модуль функции $|D(\omega)|$ характеризует распределение интенсивности гармонических составляющих сигнала $K(t)$ по частотам. При пропускании сигнала, идущего из вибропреобразователя, через анализатор спектра с необходимой шириной полосы пропускания на выходе получают амплитудный спектр. По амплитуде составляющих спектра, зная частоты, на которых проявляются неисправности кинематических пар механизма, можно оценить их состояние.

Корреляционная функция $R(\tau)$ определяет зависимость мгновенного значения амплитуды колебаний в данный момент времени от его более ранних значений:

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T Y(t)Y(t+\tau)dt, \quad (2)$$

где $Y(t)$ и $Y(t+\tau)$ – значения амплитуды колебаний в момент времени t и через промежуток времени τ .

В качестве диагностического параметра (рис. 1), определяющего техническое состояние отдельных элементов гидромашин, можно использовать величину δ :

$$\delta = \sigma_q^2 - \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N R(kT), \quad (3)$$

где σ_q^2 – дисперсия процесса; $R(kT)$ – значение корреляционной функции при $\tau = kT$; k – число усредненных пиковых значений корреляционной функции, $k = \overline{1, n}$.

Оценку технического состояния гидроаппаратов можно производить по характеристикам акустической эмиссии, представляющей собой сверхчастотные колебания (10...100 МГц), которые появляются при нарушении структуры металла. Энергия сигналов акустической эмиссии E используется для обнаружения усталостных трещин на ранней стадии их развития в корпусах гидрофильтров, гидроаккумуляторов, трубопроводов (рис. 2).

Техническое состояние подшипников можно определить по шумовому уровню спектра в определенных частотных диапазонах. Для получения этого параметра используют анализаторы спектра вибрации. На рис. 3 показаны спектры вибрации диагностического сигнала. Сплошной шумовой сигнал распространяется до частот 110 Гц, причем у исправного насоса (рис. 3, а) он в 6 раз ниже, чем у неисправного (рис. 3, б).

На рис. 4 приведены показания анализатора спектра вибрации G^* для трех групп насосов с различным техническим состоянием. Подобные приборы позволяют выявить, какое техническое состояние имеет тот или иной насос.

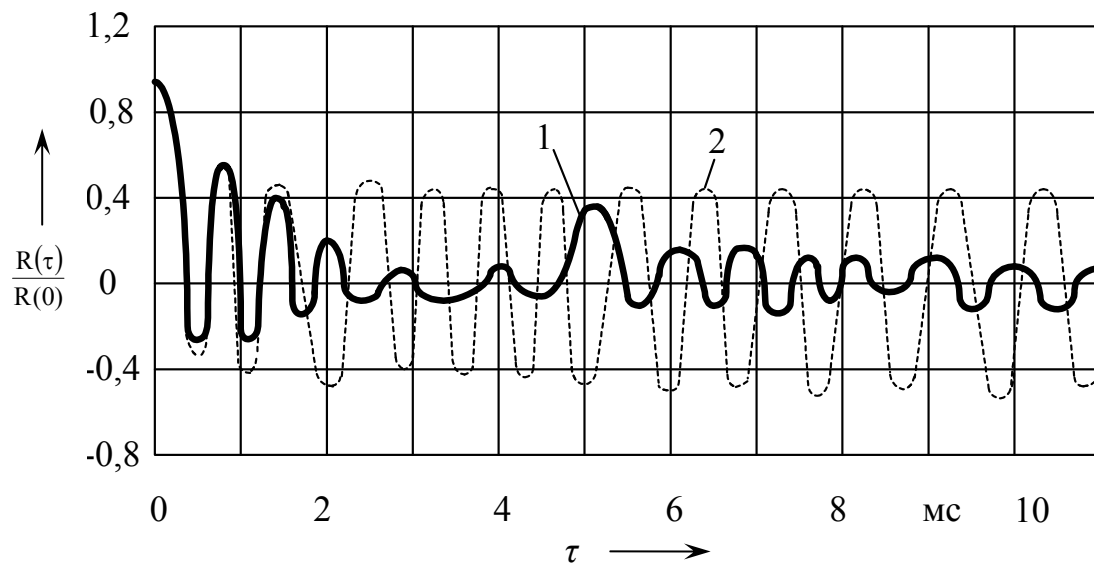


Рис. 1. Корреляционные функции виброускорения корпуса аксиально-поршневого насоса НП-43 переменной подачи при частоте вала 1420 мин^{-1} : 1 – исправный насос; 2 – насос с неисправным шариковым подшипником

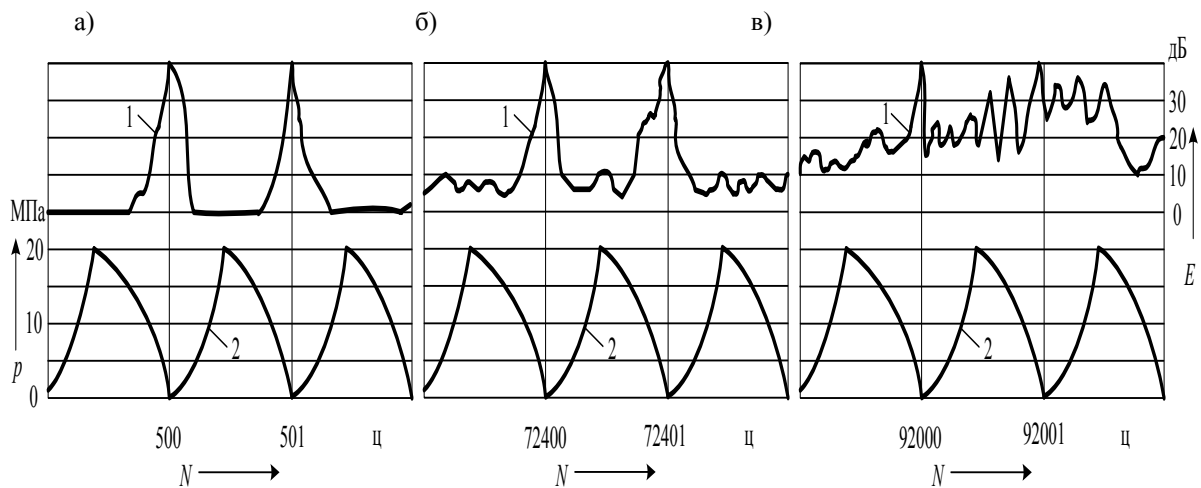


Рис. 2. Изменение энергии сигналов акустической эмиссии в процессе циклического нагружения корпуса гидравлического фильтра: а – корпус исправен; б – начальная стадия появления трещины в корпусе гидрофильтра; в – акустическая эмиссия перед раскрытием трещины; 1 – энергия сигналов акустической эмиссии; 2 – циклограмма нагружения корпуса фильтра давлением рабочей жидкости

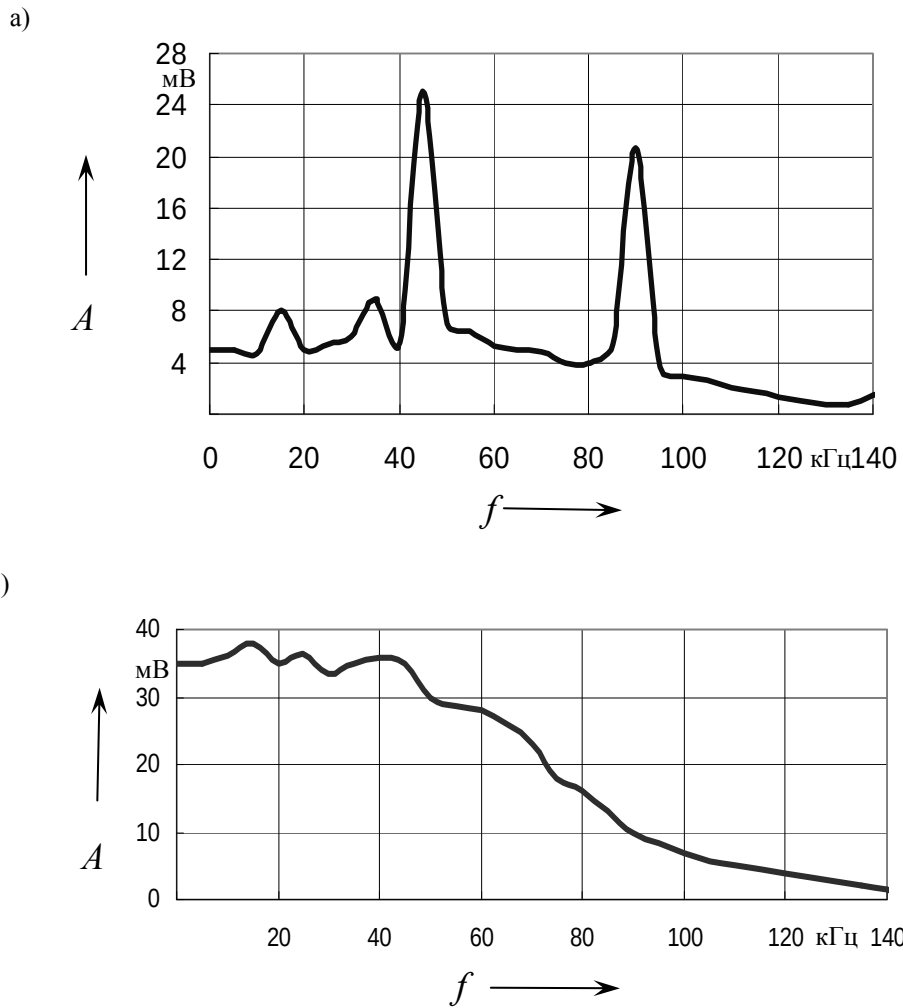


Рис. 3. Спектры вибрации сигналов с выхода анализатора спектра вибрации насосов: а – исправного аксиально-поршневого насоса; б – насоса с неисправным подшипником

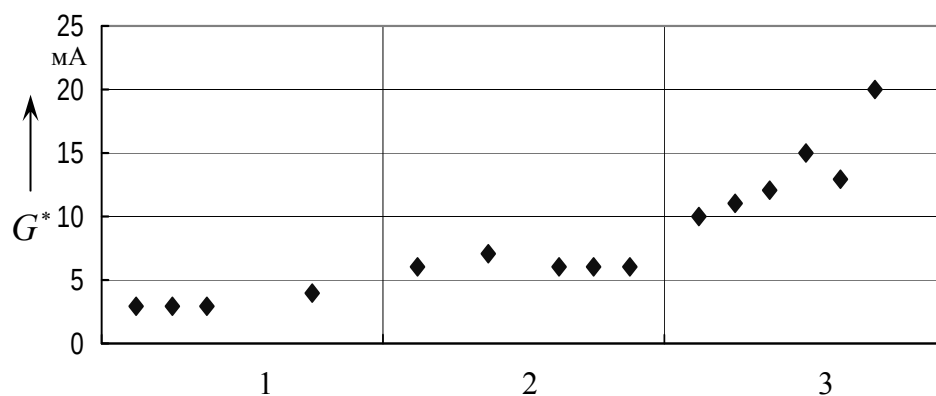


Рис. 4. Показания анализатора спектра вибрации при диагностировании насосов с различным техническим состоянием: 1 – исправные; 2 – начало развития дефекта; 3 – дефектные

Недостатком является необходимость строгого соблюдения режима диагностирования и частоты вращения во избежание сдвига спектра вибрации в одну из сторон от резонансной частоты полосового фильтра, что может привести к пропуску дефекта или ложной тревоге.

При анализе загрязнения рабочих жидкостей применяют специальные методы [2, 3]. Они основаны на определении количества и состава продуктов износа, находящихся в рабочей жидкости. Несмотря на достоинство этих методов, связанное с их низкой трудоемкостью, главные их недостатки – сложность, а иногда и невозможность локализации неисправностей, а также необходимость применения дорогостоящего оборудования.

В процессе эксплуатации гидропривода при износе деталей насоса начинают генерироваться акустические шумы, резко отличающиеся от шумов исправного гидронасоса. Это используется при диагностировании. Акустические шумы каждой составляющей части насоса зависят от геометрических размеров, зазоров в элементах трения и неравномерности потока жидкости. Источником информации о техническом состоянии отдельных частей гидронасоса является амплитуда генерируемых ими колебаний, изменяющаяся при постоянных начальных условиях в зависимости от значений структурных параметров.

Влияние наличия в жидкости воды на работоспособность гидропривода учитывается по появлению продуктов окисления и коррозии металла. При отрицательной температуре наличие воды в гидросистеме приводит к «прихвату» золотников и клапанов распределителя, появлению ледяных пробок и разрушению сборочных единиц, что также является диагностическими признаками.

Учитывая значительное влияние состава рабочей жидкости на показатели гидропривода, проводят физико-химический контроль с помощью стационарных, передвижных и переносных лабораторий. В условиях эксплуатации машин определяют плотность жидкости, кинематическую вязкость, содержание воды и качественное содержание механических примесей, степень содержания кислот и щелочей, температуру застывания и вспышки. Пробу рабочей жидкости для анализа берут из бака гидропривода машины после работы насоса не менее 10 мин. Для диагностирования состояния рабочей жидкости и отдельных сборочных единиц производится накопление данных, полученных через определенную наработку.

Вязкость рабочей жидкости гидропривода стараются придерживать в пределах 16...33 мм²/с. От температуры вязкость рабочей жидкости находится в степенной зависимости с показателем степени до 2,6. Изменение температуры жидкости в функции времени при постоянном нагрузочном и скоростном режимах работы позволяет оценивать работоспособность гидропривода. Полученное значение интенсивности изменения температуры сравнивают с эталонным. Более высокая интенсивность свидетельствует о переходе большей части механической энергии в тепловую.

На работоспособность гидропривода влияет не только качество, но и количество рабочей жидкости, поэтому при эксплуатации стараются поддерживать рекомендуемый ее уровень. Внешние утечки возможны при разгерметизации гидросистемы, которая выявляется визуальным осмотром шлангов, трубопроводов, присоединительных устройств и уплотнений гидроцилиндров. Нарушение герметичности системы приводит к количественным потерям жидкости. Возможно интенсивное загрязнение жидко-

сти, особенно при ее замене. Загрязнение рабочей жидкости механическими примесями является основной причиной снижения надежности гидропривода. По зарубежным данным 90 % отказов гидропривода происходит из-за механических примесей в жидкости, причем на интенсивность изнашивания элементов гидропривода влияют размеры частиц. Так, снижение размеров частиц от 20 до 5 мкм увеличивает ресурс аксиально-поршневых насосов более чем на порядок, а других элементов гидроаппаратуры – в 7 раз [2].

С учетом возможности значительного повышения работоспособности сборочных единиц гидропривода очистка рабочей жидкости в процессе эксплуатации приобретает особую значимость. Желательно обеспечивать тонкость очистки 5...10 мкм. На практике широко применяется центробежный метод очистки. Однако подключение центрифуги только параллельно основной магистрали рабочей жидкости сужает область его применения. Этот недостаток устраняется при использовании циклона, который включают последовательно со сборочными единицами в начале (перед насосом) или в конце (перед сетчатым фильтром) гидросистемы. Изменением конструктивных параметров можно обеспечить необходимую производительность и тонкость очистки 5–8 мкм. При использовании циклонов

изъятие отфильтрованных механических включений не требует разъединения трубопроводов, вызывающих дополнительное загрязнение рабочей жидкости. Избежать разборки гидропривода при диагностировании сборочных единиц можно при использовании термодинамического или акустического методов.

Следует отметить большое разнообразие методов диагностирования [1, 2]. Однако многие из приведенных выше характеристик и полученных для различных параметров графических зависимостей, несмотря на их полезность, наглядность, информативность и другие пригодные для контроля качества, сложно использовать в системах оперативного диагностирования и невозможно использовать в режиме реального времени из-за их неоднозначности и статичности в условиях непрерывно меняющейся и динамичной внешней среды. В этом случае, с учетом данных [2, 3], целесообразно применять:

- методы на основе использования высокоинформативных источников первичной информации;
- методы, использующие новые технологии;
- методы, использующие технологии искусственного интеллекта и встроенные экспертные подсистемы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин : учеб. пособие для вузов / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 302 с. : ил.
2. **Тарасик, В. П.** Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 280 с. : ил.
3. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.

LIST OF LITERATURE

1. **Maksimenko, A. N.** Diagnostics of construction, road-building and hoisting-and-conveying machinery : tutorial for heis / A. N. Maksimenko, G. L. Antipenko, G. S. Lyagushev. – SPb. : BXV-Petersburg, 2008. – 302 p. : il.
2. **Tarasik, V. P.** Technologies of artificial intellect in diagnosing vehicles / V. P. Tarasik, S. A. Rynkevich. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2007. – 280 p. : il.
3. Diagnosis of hydromechanical transmissions of mobile machinery / N. N. Gorbatenko [etc.] ; ed. by DSc, Prof. V. P. Tarasik. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2010. – 511 p. : il.

Статья сдана в редакцию 11 января 2012 года

Антон Владимирович Вавилов, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Владимир Владимирович Яцкевич, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Алексей Никифорович Максименко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-44-77-75.

Anton Vladimirovich Vavilov, DSc, Professor, Belarusian National Technical University.

Vladimir Vladimirovich Yatskevich, DSc, Professor, Belarusian National Technical University.

Alexei Nikiforovich Maksimenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-44-77-75.

УДК 621.9.048

М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, А. В. Москаленко, П. С. Богдан

МОДИФИКАЦИЯ ИСХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРОВОЛОЧНОГО ИНСТРУМЕНТА С ЦЕЛЬЮ ПРИДАНИЯ ЕЙ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКИ

UDC 621.9.048

M. G. Kiselev, A. V. Drozdov, A. V. Moskalenko, P. R. Bogdan

MODIFICATION OF INITIAL SURFACE OF WIRE TOOL BY USING ELECTRIC RESISTANCE MACHINING WITH THE PURPOSE OF IMPARTING IT A CUTTING CAPACITY

Аннотация

Дано обоснование целесообразности применения электроконтактной обработки для модификации исходной поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности. Приведено описание технологических схем и созданных на их основе устройств для электроконтактной обработки тонкой проволоки с применением электромагнитного и электромеханического вибраторов. Установлено, что в результате такой обработки модифицированная поверхность проволоки приобретает режущую способность.

Ключевые слова:

электроконтактная обработка, проволочный инструмент, режущая способность, токоподводящая заготовка, электрический разряд, абразивная частица.

Abstract

The paper justifies the expediency of electric resistance machining for modifying the initial surface of wire tool with the purpose of imparting cutting capacity to it. It also gives technological schemes and units based on them for electric resistance machining of thin wire with the usage of electromagnetic and electromechanical vibrators. It is found that the modified wire surface acquires the cutting capacity as a result of such machining.

Key words:

electric resistance machining, wire tool, cutting capacity, current-carrying workpiece, electric charge, abrasive particle.

Введение

Тонкая, диаметром от 0,02 до 0,3 мм, вольфрамовая, латунная и стальная проволока широко используется при выполнении различных технологических операций обработки материалов. Так, при электроэрозионном вырезании токопроводящих заготовок по контуру и их разрезании она служит электродом-инструментом, обеспечивающим протекание в межэлектродном промежутке электрических разрядов,

вызывающих разрушение (эрозию) обрабатываемого материала.

При размерной ультразвуковой обработке хрупких материалов свободным абразивом тонкая проволока выполняет роль колеблющегося инструмента, обеспечивающего ударное внедрение абразивных частиц в поверхность заготовки, приводящее к выкалыванию частиц ее материала [1].

Тонкая стальная проволока, плакированная латунью, используется в ка-

честве инструмента при разделении монокристаллов полупроводниковых материалов на тонкие пластины. В этом случае, двигаясь с большой скоростью относительно обрабатываемой поверхности заготовки, она обеспечивает механическое воздействие на нее абразивных частиц, подаваемых в составе суспензии в зону обработки, вызывающее разрушение ее материала [2].

На всех перечисленных операциях проволока, выполняющая роль инструмента, используется в своем исходном (после волочения) состоянии, а ее поверхность, имеющая очень малую шероховатость, не обладает режущей способностью. Вместе с тем, представляет интерес применение проволочного инструмента, исходная поверхность которого модифицирована таким образом, что она приобретает режущую способность, а также повышается ее способность к удержанию абразивных частиц, попадающих в зазор между ней и обрабатываемой поверхностью. Выполнение последнего условия позволит повысить производительность операций разделения хрупких неметаллических материалов проволочным инструментом с применением свободного абразива.

Следует подчеркнуть, что в специальной литературе отсутствуют сведения, касающиеся целенаправленной модификации поверхности проволочного инструмента с целью придания ей указанных эксплуатационных показателей. Поэтому, приступая к изучению этих вопросов, в первую очередь необходимо определить метод обработки проволоки, т. е. модификации ее поверхности, позволяющий придать ей новые физические и геометрические характеристики, обеспечивающие высокий уровень ее режущей способности, а также способности удерживать абразивные частицы в зоне обработки. При этом искомый метод модификации поверхности проволочного инструмента должен быть прост в реализации, обеспечивать высокую производительность обработки и

позволять за счет изменения режимов выполнения операции целенаправленно влиять (управлять) на физические и геометрические характеристики обработанной поверхности.

Обоснование способа модификации поверхности проволочного инструмента

С учетом специфических особенностей обрабатываемой заготовки (малый диаметр проволоки, ее очень низкая жесткость) для модификации ее поверхности должны использоваться импульсные или бесконтактные методы обработки. Из всего арсенала таких методов, технологические показатели которых в наибольшей степени соответствуют решаемым задачам, следует выделить электроэрозионную, включая электроконтактную, и лазерную обработку. С точки зрения простоты реализации и универсальности предпочтение следует отдать электроконтактной обработке (ЭКО). В отличие от классической электроэрозионной обработки она не требует применения сложных следящих систем для поддержания постоянной величины межэлектродного промежутка, а также использования специальных генераторов импульсов (используется источник постоянного или переменного тока низкого напряжения). При электроконтактной обработке формирование электрических импульсов, вызывающих эрозию обрабатываемого материала, происходит за счет принудительного периодического прерывания механического (электрического) контакта между электродом-инструментом и обрабатываемой заготовкой, включенными в цепь источника питания. Как и при классической электроэрозионной обработке, процесс протекает в присутствии диэлектрической жидкости.

Электроконтактную обработку от лазерной отличает опять же простота и надежность применяемого оборудова-

ния, а также возможность получения на модифицированной поверхности специфического рельефа, представляющего собой совокупность множества перекрывающих друг друга лунок (кратеров), образовавшихся в результате расплавления и испарения металла в месте прохождения электрического разряда. Между собой эти лунки связаны перемычками, которые оправданно рассматривать как своеобразные режущие кромки (элементы), в совокупности придающие поверхности режущую способность. Это подтверждается использованием такой поверхности для обработки электродов-инструментов из графитовых материалов способом вихревого копирования [1], при котором лунки на поверхности копируемой детали работают как микролезвия, удаляя графитовый материал.

Таким образом, из рассмотренных методов обработки проволоочного инструмента с целью придания его поверхности режущей способности наилучшим с точки зрения его технологических возможностей и простоты реализации является метод электроконтактной обработки.

Технологическая схема электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента

Для осуществления процесса электроконтактной обработки необходимо обеспечить прерывистое контактирование поверхностей проволоки и электрода-инструмента, включенных в цепь источника питания постоянного тока. В результате между ними возникают разряды электрического тока, вызывающие разрушение металлических поверхностей заготовки и электрода-инструмента. Характер действующих разрядов (искровой или дуговой) при прочих равных условиях зависит от длительности их действия, которая, в свою очередь, определяется частотой прерывания электрической цепи. Поэтому для

реализации различных условий протекания процесса электроконтактной обработки используемый вибратор должен обеспечивать изменение (регулирование) частоты прерывания электрической цепи. Помимо этого, он должен иметь простую конструкцию и высокую надежность в условиях длительной работы. С учетом этих требований авторами предложены две технологические схемы электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента, отличающиеся типом применяемого вибратора.

На рис. 1, а представлена технологическая схема с использованием электромагнитного вибратора.

Она включает систему перемотки проволоки 1, состоящую из двух одинаковых катушек 2 и 3, имеющих приводы их вращательного движения и систему натяжения проволоки. В зависимости от направления ее перемотки включается привод одной катушки, а вторая в это время подтормаживается, чем обеспечивается натяжение проволоки, и наоборот. В процессе движения проволока с помощью двух направляющих втулок 4 и 5 подается к узлу электроконтактной обработки. Он состоит из стальной плиты 6, на которой через электроизолирующую (текстолитовую) прокладку 7 закреплена стальная пластина 8, выполняющая роль токовода. На ее рабочей поверхности выполнен паз 9 глубиной 0,3...0,5 диаметра проволоки (рис. 1, б), посредством которого обеспечивается ее базирование в процессе обработки.

На стойке 10 смонтирован электромагнитный вибратор 11, в частности, это может быть реле постоянного тока, на якоре которого закреплен инструмент 12 с плоской рабочей поверхностью. Вибратор установлен на направляющих, допускающих его регулируемое перемещение в вертикальном направлении при настройке узла электроконтактной обработки на рабочий режим. Частота колебаний инструмента, совершаемых перпендикулярно обрабатываемой поверхности проволоки, опре-

деляющая частоту следования электрических импульсов, задается и регулируется с помощью блока управления вибратором (БУВ). На плите 6 закреплена ванночка 12 для сбора диэлектрической жидкости (масло, дистиллированная вода и пр.), подаваемой в зону обработки

капельно или поливом. Проволока и инструмент включены в электрическую цепь (см. рис. 1, а), состоящую из источника питания постоянного тока ИП, конденсатора С, включенного параллельно контактирующим электродам, и токоограничивающего резистора R.

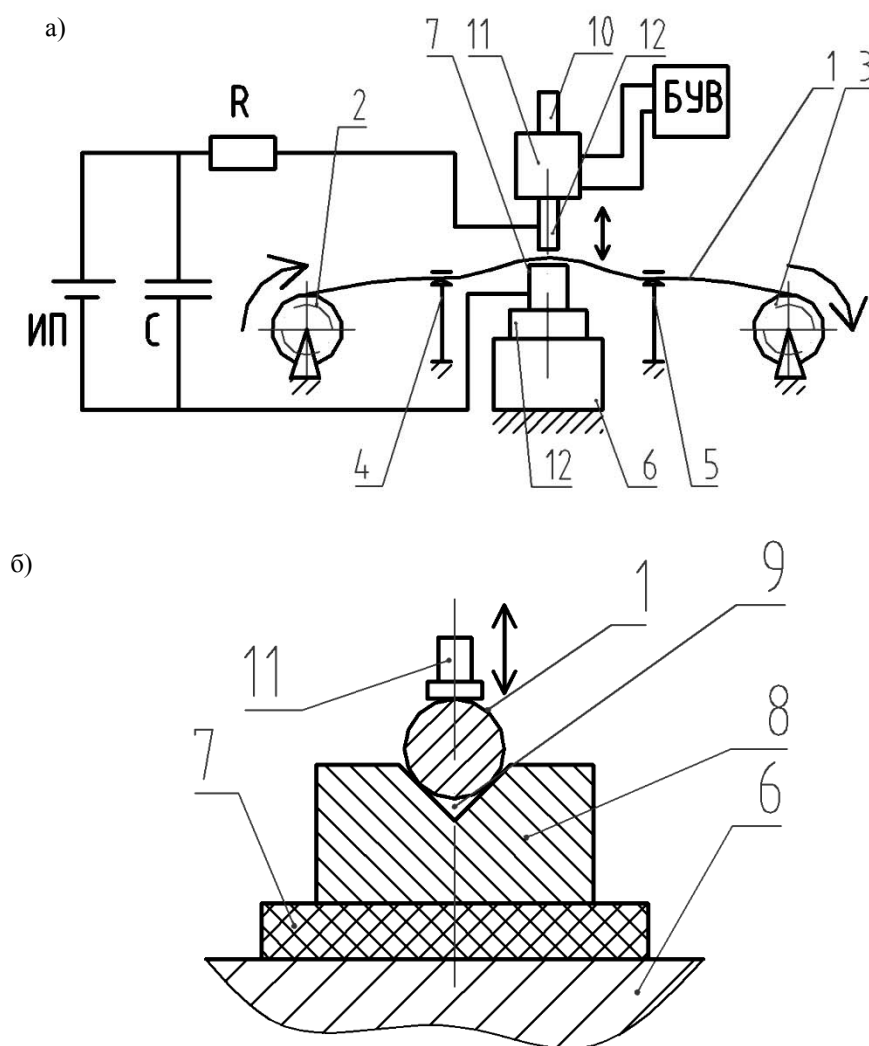


Рис. 1. Технологическая схема электроконтактной обработки поверхности проволочного инструмента с электромагнитным вибратором (а) и схема зоны этой обработки (б)

Очевидно, что при обработке проволоки за один проход, т. е. при ее неизменном базировании относительно колеблющегося электрода-инструмента, режущей способностью (наличием лунок) будет обладать только часть ее цилиндрической поверхности. Чтобы при-

дать эту способность всей поверхности проволочного инструмента или, по крайней мере, большей его части, необходимо осуществлять обработку с изменением базирования проволоки относительно электрода-инструмента. Практически это несложно осуществить и за

один проход проволоки, используя для обработки ее поверхности несколько электромеханических вибраторов-инструментов, расположенных вдоль направления движения проволоки под углом друг к другу в пределах 360° , т. е. реализовать многоинструментальную параллельную обработку. Очевидно, количество таких инструментов должно

быть минимальным, но достаточным для того, чтобы придать поверхности проволоки данного диаметра наибольшую режущую способность.

На рис. 2 представлена технологическая схема электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента с использованием электромеханического вибратора.

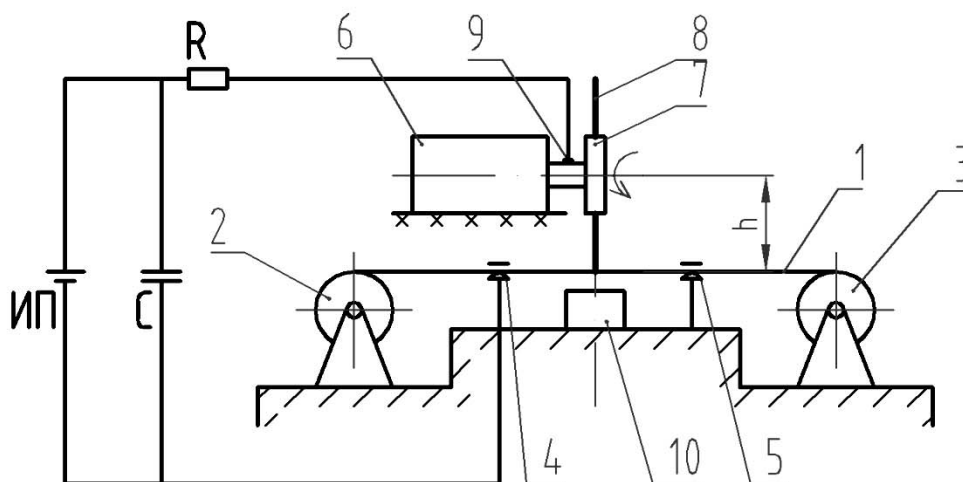


Рис. 2. Технологическая схема электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента с использованием электромеханического вибратора

Она включает узел перемотки проволоки 1, состоящий, как и в предыдущем случае, из двух катушек 2 и 3, обеспечивающих необходимое ее натяжение в процессе обработки, направляющих втулок 4 и 5, одна из которых одновременно выполняет роль токоподвода. Электромеханический вибратор состоит из электродвигателя постоянного тока 6 с регулируемой частотой вращения, на валу которого установлена стальная зажимная оправка 7, в которой закреплены тонкие проволоки 8, выполняющие роль вращающихся электродов-инструментов. С помощью токосъемника 9 они подключаются к одному из полюсов источника питания ИП, а второй – через направляющую втулку 4 к проволоке. Между собой электродвигатель и обрабатываемая проволока электрически изоли-

рованы.

В процессе выполнения операции электродвигатель путем соответствующих регулировочных перемещений устанавливается относительно обрабатываемой проволоки таким образом (расстояние h), чтобы обеспечивалось прерывистое контактирование с ее поверхностью вращающихся проволоочных электродов-инструментов. В этом случае частота следования электрических импульсов определяется частотой вращения вала электродвигателя и количеством проволоочных электродов-инструментов, закрепленных в оправке. В зону обработки поливом или капельно подается диэлектрическая жидкость, для сбора которой служит ванночка 10.

Следует подчеркнуть, что в данном случае при неизменном базирова-

нии проволоки за счет реверсирования направления вращения вала электродвигателя можно обрабатывать противоположную ее поверхность. Хотя, как и в предыдущем варианте, для обработки всей цилиндрической поверхности проволоки можно использовать многоинструментальную параллельную структуру выполнения операции.

**Результаты предварительных
экспериментов по модификации
исходной поверхности проволочного
инструмента путем ее
электроконтактной обработки**

Для подтверждения работоспособности предложенных технологических схем электроконтактной обработки поверхности проволочных инструментов были изготовлены действующие макеты соответствующих устройств, фотографии рабочих зон которых представлены на рис. 3.

На фотографиях видно, что применение как электромагнитного, так и электромеханического вибратора обеспечивает формирование в зоне прерывистого контакта проволоки с электродами-инструментами электрических разрядов, т. е. полностью реализуются условия электроконтактной обработки.

**Методика проведения
экспериментальных исследований**

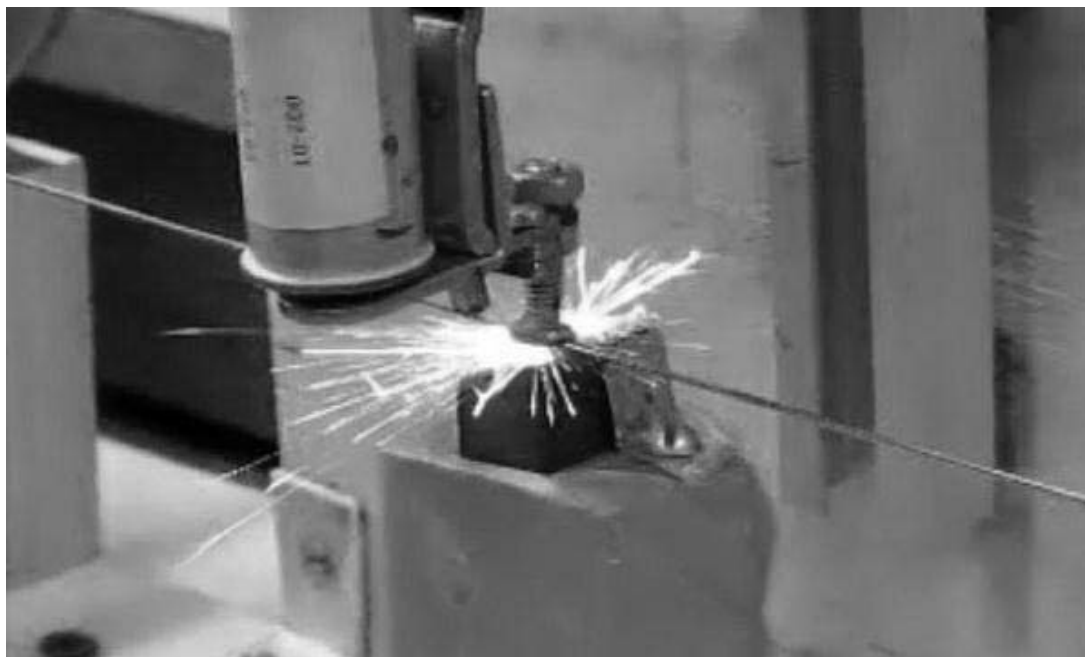
Эксперименты проводились с использованием стальной проволоки диаметром 0,3 и 0,8 мм при прямой полярности, т. е. анодом являлась проволока, а катодом — электроды-инструменты. Скорость перемотки проволоки была постоянной и составляла 0,6 м/мин. Частота прерывания механического контакта электродов-инструментов с обрабатываемой поверхностью заготовки при использовании как электромагнитного, так и электромеханического (с двумя проволочными электродами) вибратора составляла 6 Гц. Выходное напряжение источника питания было принято постоянным и равнялось 40 В, емкость

конденсатора составляла 43 мкФ. Обработка осуществлялась как на воздухе, так и с применением диэлектрической жидкости (дистиллированная вода), которая капельно подавалась в зону контакта электродов-инструментов с поверхностью проволоки. На ней обрабатывался участок длиной 100 мм, что достаточно для изучения полученного на поверхности проволоки рельефа и оценки его режущей способности. Исследование топографии обработанных поверхностей производилось визуально с помощью микроскопа МИМ-10, а также фотографировалось цифровым фотоаппаратом, устанавливаемым вместо одного из окуляров в окулярное гнездо бинокулярной насадки микроскопа с помощью специального окулярного адаптера.

На рис. 4 представлены фотографии поверхности проволоки, полученной в результате ее электроконтактной обработки.

Как видно, модифицированная поверхность характеризуется наличием на ней лунок, расположенных вдоль оси проволоки в направлении ее перемотки. При этом лунки, получаемые при использовании электромагнитного (рис. 4, а) и электромеханического вибраторов, имеют практически одинаковые параметры, хотя в последнем случае на поверхности проволоки остаются следы (риски) от механического воздействия на нее вращающихся проволочных электродов (рис. 4, в). Применение диэлектрической жидкости способствует стабилизации протекания процесса электроконтактной обработки, благодаря чему получаемые на поверхности проволоки лунки имеют весьма близкие параметры, чего не наблюдается при обработке на воздухе (рис. 4, б). Кроме того, в последнем случае имеет место перенос и застывание на поверхности проволоки расплавленного металла электрода-инструмента. Хотя не исключено, что наличие таких элементов наращенного металла также может придавать поверхности режущую способность.

а)



б)

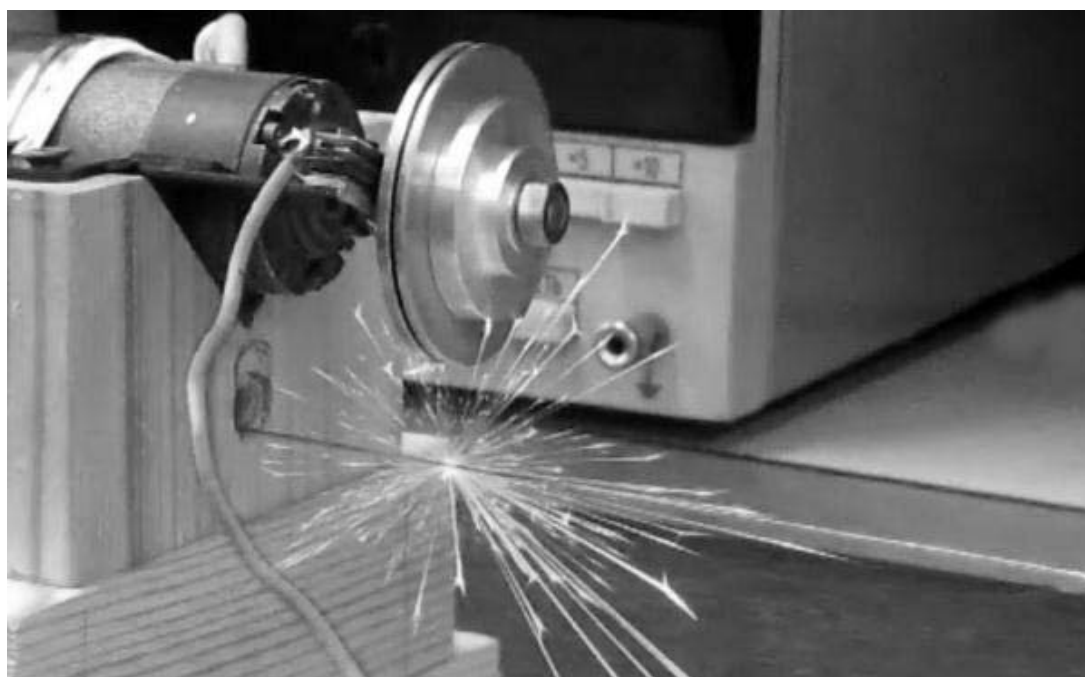


Рис. 3. Фотографии рабочих зон устройств для электроконтактной обработки поверхности проволоочного инструмента: а – с применением электромагнитного вибратора; б – с применением электромеханического вибратора

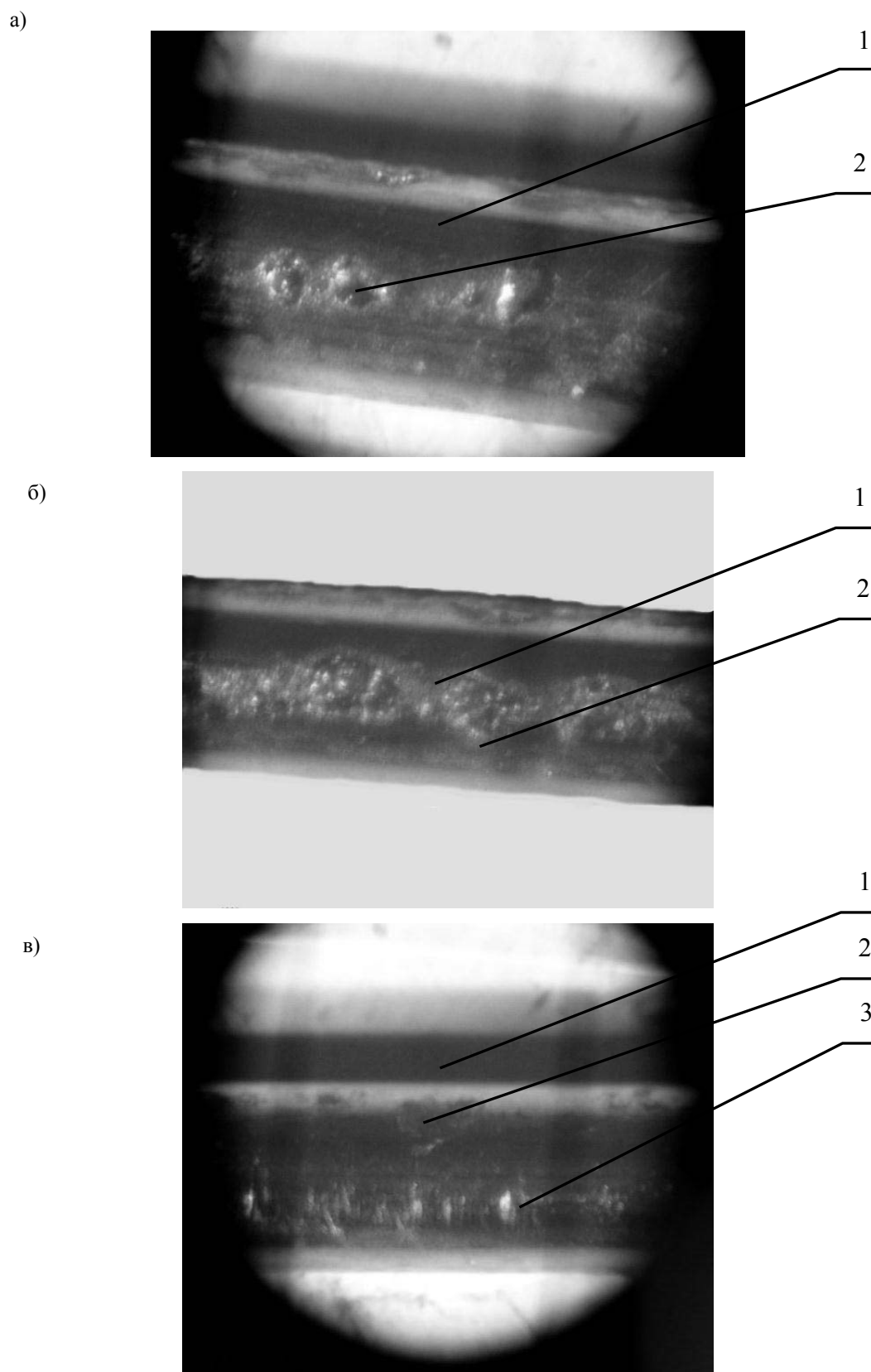


Рис. 4. Фотографии поверхности проволоки (увеличение 10х), полученной в результате ее электроконтактной обработки: а – с применением электромагнитного вибратора и дистиллированной воды; б – при обработке на воздухе; в – обработка электромеханическим вибратором с дистиллированной водой; 1 – исходная поверхность; 2 – лунки; 3 – риски

Для экспериментального подтверждения того факта, что модифицированная поверхность проволоки приобретает режущую способность, т. е. без ее оценки, была применена очень простая, но наглядная методика с использованием ножовки по металлу. На месте режущего полотна закреплялась и натягивалась проволока соответствующей длины с обработанным на ее поверхности участком. Затем вручную, по аналогии с распиливанием, осуществлялась обработка деревянного бруска.

В результате проведения таких экспериментов установлено, что модификация исходной поверхности проволоки за счет ее электроконтактной обработки позволяет придать ей режущую способность, что убедительно подтверждается наличием деревянных опилок (микростружки), а также характерного для процесса резания звука, чего не наблюдается при обработке проволокой в исходном состоянии ее поверхности.

Выводы

1. На основании анализа операций механической обработки, где в качестве инструмента используется металлическая проволока, показано, что для повышения эффективности их выполнения целесообразно осуществлять модификацию исходной поверхности проволоки с целью придания ей режущей способности.

2. На основании сопоставления технологических показателей возможных методов обработки проволоочного инструмента с целью придания его поверхности режущей способности показано, что наилучшим с точки зрения характеристик получаемого рельефа, универсальности и простоты реализации является метод электроконтактной обработки.

3. С использованием электромагнитного и электромеханического вибраторов, выполняющих роль прерывателя механического (электрического) контакта между электродом-инструментом

и заготовкой, разработаны технологические схемы для электроконтактной обработки проволоки, включающие перечень основных ее механических и электрических узлов и элементов.

4. На основе этих схем созданы действующие макеты соответствующих технологических устройств, позволяющие осуществлять электроконтактную обработку поверхности проволоки с варьированием условий и режимов выполнения этой операции. Разработана методика проведения предварительных экспериментальных исследований, включающая назначение режимов электроконтактной обработки стальной и медной проволоки соответственных диаметров, изучение полученного на их поверхностях рельефа и определение того, что модифицированная поверхность проволоки приобретает режущую способность.

5. На основании анализа полученных данных установлено следующее.

5.1. Модифицированная поверхность характеризуется наличием на ней лунок от удаленного металла, расположенных вдоль оси проволоки в направлении ее перемотки. При этом лунки, полученные при использовании электромагнитного и электромеханического вибраторов, имеют практически одинаковые параметры, хотя в последнем случае на обрабатываемой поверхности дополнительно остаются следы (риски) от механического воздействия на нее вращающихся проволоочных электродов-инструментов.

5.2. Применение диэлектрической жидкости (дистиллированная вода) способствует стабилизации протекания процесса электроконтактной обработки, благодаря чему полученные на поверхности проволоки лунки имеют весьма близкие параметры, чего не наблюдается при обработке на воздухе. Кроме того, в последнем случае имеет место перенос и застывание на поверхности проволоки расплавленного металла электрода-инструмента.

5.3. В отличие от исходной, модифицированная поверхность проволоки в результате ее электроконтактной обработки приобретает режущую способность, что обусловлено наличием на ней множества лунок удаленного ме-

талла, которые в совокупности формируют на поверхности проволоки режущие элементы, способные при механическом воздействии снимать стружку на более мягком, чем проволока, материале.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Марков, А. И.** Ультразвуковая обработка материалов / А. И. Марков. – М. : Машиностроение, 1980. – 237 с. : ил.
2. **Артамонов, Б. А.** Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов : учеб. пособие в 2 т. / Б. А. Артамонов, Ю. С. Волков, В. И. Дрожалова ; под ред. В. П. Смоленцева. – М. : Высш. шк., 1983. – Т. 1. – 247 с. : ил.

LIST OF LITERATURE

1. **Markov, A. I.** Ultrasonic machining of materials / A. I. Markov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 237 p. : il.
2. **Artamonov, B. A.** Electrophysical and electrochemical methods of materials machining : tutorial in 2 vol. / B. A. Artamonov, Y. S. Volkov, V. I. Drozhalova ; ed. by V. P. Smolentsev. – M. : Vyssh. shk., 1983. – Vol. 1. – 247 p. : il.

Статья сдана в редакцию 9 января 2012 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел. +375 297 56 64 05

Алексей Владимирович Дроздов, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: dav7@tut.by.

Андрей Валерьевич Москаленко, начальник лаборатории, УП «Завод Электронмаш». E-mail: andrei.by@tut.by.

Павел Сергеевич Богдан, студент, Белорусский национальный технический университет. E-mail: bpc@mail.ru.

Mikhail Grigoryevich Kiselev, DSc, Professor, Belarusian National Technical University.

Aleksey Vladimirovich Drozdov, PhD, Associate Professor, Belarusian National Technical University. E-mail: dav7@tut.by.

Andrey Valeryevich Moskalenko, Laboratory Head, UP «Elektromash Plant». E-mail: andrei.by@tut.by.

Pavel Sergeyevich Bogdan, undergraduate, Belarusian National Technical University. E-mail: bpc@mail.ru.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, Б. Б. Хина, З. М. Ловшенко, И. А. Лозиков

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕТЕРОГЕННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОМ ЛЕГИРОВАНИИ В СИСТЕМАХ НА ОСНОВЕ МЕДИ

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, B. B. Khina, Z. M. Lovshenko, I. A. Lozikov

THERMODYNAMIC MODELING OF HETEROGENEOUS INTERACTION IN MECHANICALLY ALLOYED CU-BASED SYSTEMS

Аннотация

Термодинамическими расчетами, выполненными для ряда химически реагирующих при механическом легировании гетерогенных медных систем, определены адиабатические температуры взаимодействия и равновесные фазовые составы в интервале температур 300...1350 К. Установлено, что механически синтезированные фазы представляют собой термодинамически стабильные тугоплавкие соединения – оксиды, карбиды, бориды легирующих элементов (Cr, Zr, Ti), и интерметаллид Cu_9Zr_2 , устойчивые в контакте с твердофазной медной основой.

Ключевые слова:

механическое легирование, электротехнические медные сплавы, лигатуры, термодинамическое моделирование, фазовый состав, структура.

Abstract

Adiabatic temperatures of interaction and equilibrium phase compositions in the 300...1350 K temperature range are determined by thermodynamic calculations made for a number of heterogeneous copper systems which react chemically when mechanically alloyed. Mechanically synthesized phases are found to be thermodynamically stable refractory compounds – oxides, carbides, borides of alloying elements (Cr, Zr, Ti) and intermetallic compound Cu_9Zr_2 , stable in contact with the solid-state Cu base.

Key words:

mechanical alloying, electrotechnical copper alloys, addition alloys, thermodynamic modeling, phase composition, structure.

Введение

Термодинамическое моделирование (ТМ) является универсальным методом исследования, который широко применяется при создании новых металлических, керамических и композиционных материалов и разработке новых эффективных, ресурсо- и энергосберегающих методов их синтеза. Например, для расчета бинарных и многокомпонентных диаграмм фазового равновесия, которые являются основой

для разработки новых сплавов и составляют одну из важнейших основ материаловедения, используется метод CALPHAD (Calculation of Phase Diagrams – расчет фазовых диаграмм) [1–3]. Моделирование равновесного состояния в многокомпонентных многофазных химически реагирующих системах применяется для разработки и оптимизации многих процессов синтеза неорганических веществ в материаловедении, электронной промышленности, нефтехимии и различных областях

химической технологии, а также при изучении горения топлив [4–6]. При этом ТМ проводят в различных режимах, например, изобарно-изотермическом, адиабатическом и др., и используют различные компьютерные методы и специализированные программы [2, 4, 6]. ТМ позволяет определить равновесный состав продуктов взаимодействия (газообразных и конденсированных) в многокомпонентных гетерогенных системах, температуру химически реагирующей системы в адиабатических условиях (т. е. без учета теплопотерь в окружающую среду), оценить влияние различных факторов на выход продукта и создать основу для определения вероятного механизма физико-химического взаимодействия, фазо- и структурообразования в сложных системах при синтезе и эксплуатации новых материалов. Так, ТМ в изобарно-изотермическом и адиабатическом режимах было использовано для анализа и выбора оптимальных условий (состав восстановительной газовой среды, температурный интервал, массовое соотношение окалина–газ) при восстановлении железной окалины в газообразных продуктах конверсии метана в плазмохимическом реакторе [7].

Применительно к синтезу новых материалов, ТМ было успешно использовано при разработке и оптимизации процессов получения методом алюминотермии многокомпонентных порошковых насыщающих сред для последующего получения износостойких карбидных покрытий на углеродистых сталях путем химико-термической обработки (ХТО) [8], при прогнозировании равновесного фазового состава и стабильности многокомпонентных микро- и наноструктурных металлических материалов, получаемых методом механического легирования (МЛ), ана-

лиза механизмов их формирования в процессе реакционного МЛ (РМЛ) и оценки возможности теплового взрыва в реакторе для МЛ [9]. Термодинамическое моделирование, применяемое в данном исследовании, является важным этапом при создании новых материалов и процессов их получения, основанных на явлении самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВС) [10–12].

Целью данной работы являлось определение адиабатической температуры механически активируемого взаимодействия между компонентами гетерогенных порошковых композиций на основе меди, подвергаемых реакционному механическому легированию, установление их равновесного фазового состава и прогнозирование его термической стабильности в широком интервале температур, верхнее значение которого соответствует точке плавления металла-основы.

Обоснование методики термодинамического моделирования

В СВС-процессах, которые могут иметь место при РМЛ, важной характеристикой является адиабатическая температуры взаимодействия T_{ad} . При протекании одной СВС-реакции термодинамический расчет величины T_{ad} основан на следующем допущении [10]: реакция протекает полностью (со степенью превращения 100 %) в адиабатических условиях, т. е. теплота реакции при начальной температуре T_0 ($T_0 \geq 298$ K) расходуется на разогрев до T_{ad} и возможное плавление продуктов. Расчет сводится к определению величины T_{ad} из нелинейного уравнения баланса энтальпии

$$\begin{aligned} \Delta H_{T_0}(r) &= \sum_r \left[\Delta H_{298}^0(r) + \int_{298}^{T_0} c_p(r) dT \right] = \\ &= \Delta H_{T_{ad}}(pr) = \sum_{pr} \left[\Delta H_{298}^0(pr) + (1 - x_m) \times \right. \\ &\quad \times \int_{298}^{T_{ad}} c_p(pr_s) dT + x_m \left(\int_{298}^{T_m} c_p(pr_m) dT + \right. \\ &\quad \left. \left. + \Delta H_m(pr_m) + \int_{T_m}^{T_{ad}} c_p(pr_m) dT \right) \right], \quad (1) \end{aligned}$$

где ΔH_{298}^0 – стандартная энтальпия образования вещества (для элементов $\Delta H_{298}^0 = 0$); ΔH_m и T_m – теплота и температура плавления; c_p – теплоемкость; x_m – мольная доля расплава в продуктах реакции; r – реагент; pr – продукты реакции; нижние индексы s и m относятся к твердым веществам и расплаву соответственно.

Как видно из формулы (1), величина T_{ad} определяется разностью между исходной энтальпией системы и ее энтальпией в равновесном состоянии при T_{ad} . Однако такой подход годится только для малого числа реагентов и возможных реакций и не подходит для многокомпонентных гетерогенных систем, в которых возможно одновременное протекание нескольких конкурирующих реакций с образованием различных продуктов. Кроме того, в формуле (1) не учитывается возможность неполного превращения: как известно, ни одна реакция не протекает полностью – всегда устанавливается равновесие между продуктами и реагентами при некоторой концентрации и тех и других.

Поэтому для многофазных многокомпонентных систем необходимо применять другие методы расчета термодинамического равновесия. В последние годы для ТМ используют компьютерные программы с термодинамическими базами данных (ТБД), которые основаны на поиске минимума энергии Гиббса многофазной многокомпонентной системы [4, 6, 11–14]. При этом ТМ сво-

дится к поиску в ТБД соединений, которые могут образоваться из элементов, входящих в состав исходных веществ, и определению их количественного соотношения, отвечающего равновесию при заданных условиях. Для СВС-процессов в многокомпонентных системах в Институте структурной макрокинетики и проблем материаловедения РАН (ИСМАН, г. Черноголовка Московской обл.) разработана специализированная программа ИСМАН-ТЕРМО, которая позволяет проводить ТМ только в адиабатическом режиме [11, 12]. Разработанная в МГТУ им. Н. Э. Баумана универсальная программа АСТРА-4 выполняет поиск равновесного состава, отвечающего условию локального максимума энтропии системы S при наличии ограничений (условие сохранения массы каждого элемента и полной внутренней энергии системы) для заданного исходного состава и термодинамического режима [13, 14]. ТБД программы АСТРА-4 основана на справочной литературе по термодинамике индивидуальных веществ [16–23] и включает большое число неорганических соединений.

Методика применения программы АСТРА-4 для ТМ синтеза материалов в адиабатическом режиме была разработана ранее применительно к классическому СВС [15] и синтезу порошковых сред для ХТО сталей. Она включает проведение серии расчетов с учетом всех возможных бинарных диаграмм состояния [24–26] и введение в ТБД новых (отсутствующих в стандартной конфигурации) соединений. Состав конечных продуктов, полученных при остывании системы после синтеза от температуры T_{ad} до комнатной, может отличаться от равновесного состава при T_{ad} . Поэтому далее проводится ТМ в изобарно-изотермических условиях при температуре ниже точек фазовых превращений в данной многокомпонентной системе. На каждом этапе расчеты выполняются несколько раз, т. е. итератив-

но, с учетом температурных областей существования тех или иных фаз-продуктов.

В данной работе для ТМ использована компьютерная программа Terra (разработка МГТУ им. Н. Э. Баумана), которая представляет собой новую версию программы АСТРА-4, предназначенная для работы в операционной системе Windows и обладающая новыми опциями для работы с ТБД, более удобным интерфейсом и расширенными возможностями для выполнения расчетов. В частности, в ней реализован более устойчивый алгоритм численного

решения задачи, позволяющий проводить вычисления для вариантов, при которых программа АСТРА-4 прерывает свою работу.

Разрабатываемые материалы предназначены для использования в качестве лигатур/лигатур-раскислителей при производстве хромовых, циркониевых и хромоциркониевых электротехнических бронз, обладающих высокими значениями электропроводности и механических свойств, включая характеристики жаропрочности. Назначение материалов определяет их химический состав, который представлен в табл. 1.

Табл. 1. Химический состав медных композиций и возможные твердые фазы в состоянии термодинамического равновесия

Состав реакционной смеси, % масс.	Возможные конденсированные фазы по диаграммам состояния
Cu + 10 % Cr + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , узкая область твердого раствора Cr в Cu
Cu + 5 % Zr + 0,3 % O	Cu ₂ O, ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂
Cu + 10 % Cr + 1 % Zr + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂ , узкая область твердого раствора Cr в Cu
Cu + 10 % Cr + 1 % Zr + 0,1 % B + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂ , CrB, Cr ₃ B ₄ , CrB ₂ , ZrB ₂ , узкая область твердого раствора Cr и B в Cu
Cu + 10 % Cr + 1 % Zr + 0,1 % P + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂ , Cu ₃ P, узкая область твердого раствора Cr и P в Cu
Cu + 10 % Cr + 1,5 % Zr + 0,05 % C + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂ , ZrC, Cr ₂₃ C ₆ , Cr ₇ C ₃ , Cr ₃ C ₂ , узкая область твердого раствора Cr и C в Cu
Cu + 1 % Cr + 0,15 % Zr + 0,085 % C + 0,028 % B + 0,1 TiH ₂ + 0,3 % O	Cu ₂ O, Cr ₂ O ₃ , ZrO ₂ , Cu ₉ Zr ₂ , TiC, ZrC, Cr ₂₃ C ₆ , Cr ₇ C ₃ , Cr ₃ C ₂ , TiB, TiB ₂ , ZrB ₂ , CrB, Cr ₃ B ₄ , CrB ₂ , узкая область твердого раствора Cr, B и C в Cu

Основными легирующими элементами являлись хром и цирконий, максимальное содержание которых определялось технологической целесообразностью и составляло 10 и 5 % соответственно. Кроме того, во всех случаях в виде примеси в количестве 0,3 % присутствует кислород. В ряде систем в отдельности или комплексе содержатся фосфор, бор, углерод (графит), выполняющие роль раскислителей.

В качестве исходных компонентов использованы порошок меди марки ПМС1 (ГОСТ 4960-86), а также технически чистые порошки хрома циркония, аморфного бора, серебристого графита,

гидрида титана (TiH₂). Поставщиком фосфора являлся порошок фосфористой меди, содержащей 10 % этого элемента.

Результаты термодинамического моделирования и их обсуждение

В состав исходной шихты вводили вещества, которые при гетерогенном взаимодействии в процессе РМЛ способны образовывать друг с другом и с основой композиции (Cu) ряд тугоплавких соединений. Возможные конденсированные продукты взаимодействия в данных системах, определенные на основании анализа всех доступных бинарных

ных диаграмм фазового равновесия [24–26] с учетом того, что медь во всех композициях присутствует в избытке,

перечислены в табл. 1. Используемые для анализа бинарные диаграммы состояния приведены на рис. 1.

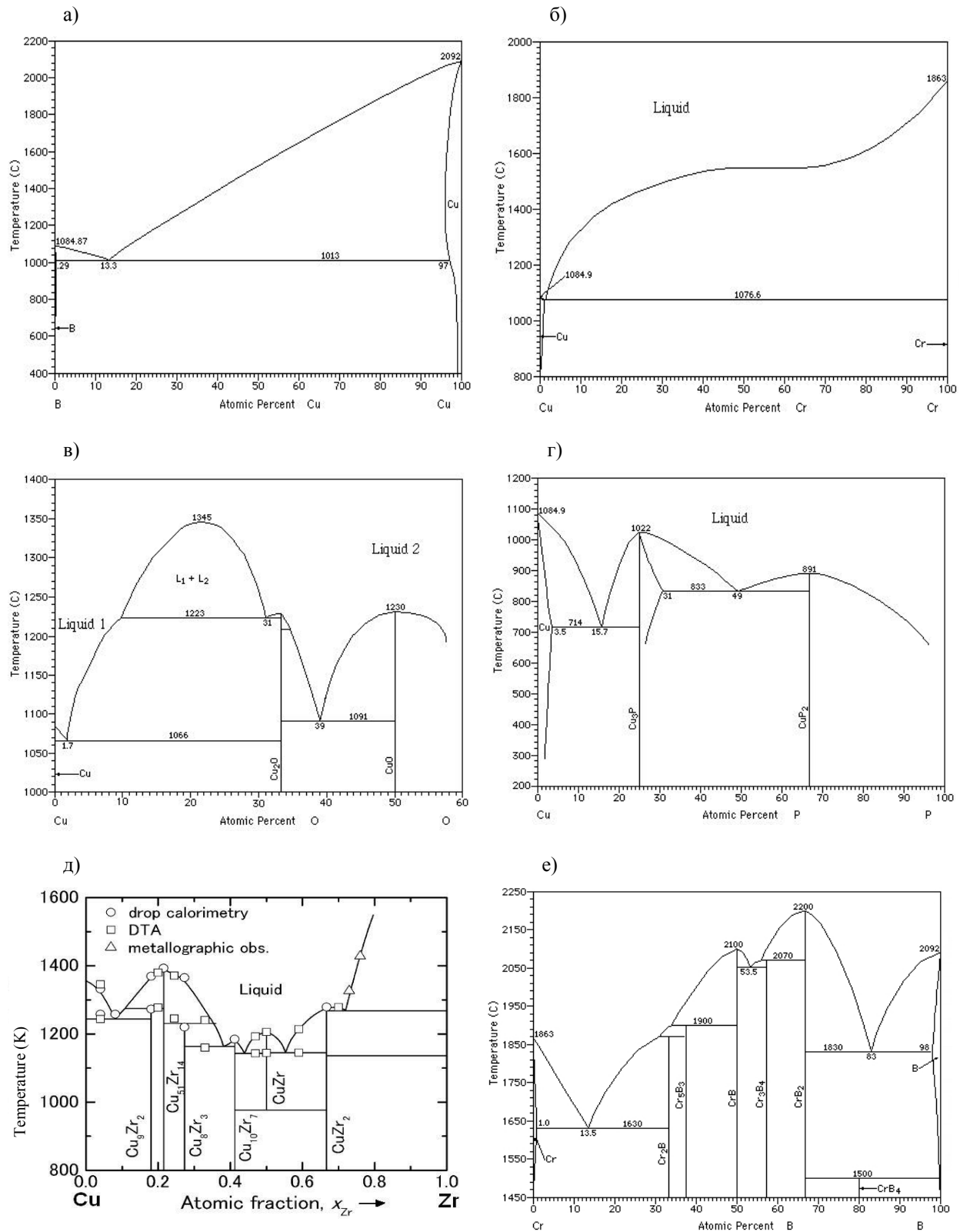
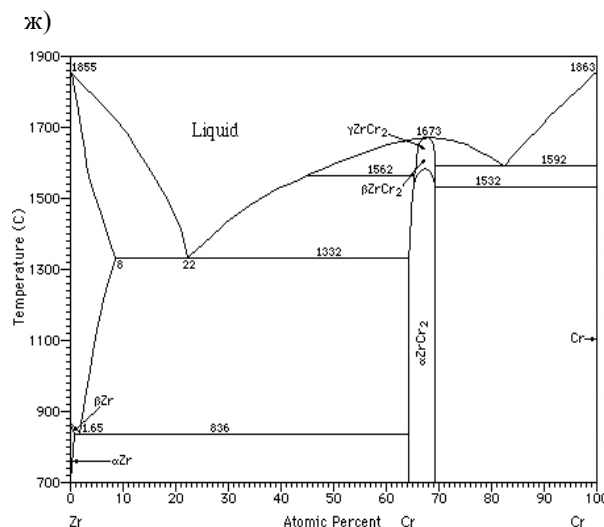


Рис. 1. Бинарные диаграммы состояния В–Cu (а), Cu–Cr (б), Cu–О (в), Cu–Р (г), Cu–Zr (д), Cr–В (е) и Zr–Cr (ж) [0, 0], использованные при ТМ



Окончание рис. 1

Поскольку термодинамические данные для ряда соединений, которые могут образоваться при РМЛ, отсутствуют в ТБД программы Terra в состоянии поставки, в нее была дополнительно введена информация по следующим фазам: Cu_3P , CrB , Cr_3B_4 и CrB_2 [23], α - Cr_2Zr [27] и Cu_9Zr_2 [28]. При этом термодинамические параметры фаз α - Cr_2Zr и Cu_9Zr_2 , полученные оптимизацией при расчете диаграмм состояния бинарных систем Cr-Zr [27] и Cu-Zr [28] по методу CALPAD, были преобразованы к виду, необходимому для ввода в ТБД Terra.

В результате ТМ определены значения T_{ad} и равновесный состав продуктов гетерогенного взаимодействия при этой температуре (табл. 2 и рис. 2). Адиабатическая температура взаимодействия при РМЛ в данных системах невелика — она не превышает 615 К (композиция 2). При этом интерметаллид Cr_2Zr в равновесном состоянии отсутствует, т. е. в композициях 4–7, где в исходный состав входят одновременно Cr и Zr , термодинамически более выгодно формирование оксида циркония ZrO_2 (составы 4–7), боридов хрома и циркония CrB_2 и ZrB_2 (состав 4), карбида циркония ZrC (составы 6 и 7), карбидов хрома Cr_7C_3 и Cr_{23}C_6 и карбида титана TiC (состав 7).

тана TiC (состав 7).

Таким образом, упрочняющие фазы, сформировавшиеся в процессе РМЛ, представляют собой термодинамически стабильные тугоплавкие соединения — оксиды, карбиды и бориды легирующих элементов (Cr , Zr , Ti), а также интерметаллид Cu_9Zr_2 , устойчивый в контакте с медной основой до температуры 1311 К.

Следовательно, при РМЛ в данных системах вероятность развития экзотермического взаимодействия в режиме теплового взрыва в реакторе весьма мала.

Результаты ТМ данных композиций на медной основе в изобарно-изотермических условиях при варьировании температуры от 600 до 1350 К (327...1077 °C), т. е. вплоть до точки плавления меди (основы всех композиций), приведены на рис. 3. Из данных ТМ видно, что во всех исследованных композициях равновесный фазовый состав не изменяется при нагреве. В составе 7 (см. рис. 3, ж) с повышением температуры до 570 °C происходит некоторое увеличение массовой доли карбида хрома Cr_7C_3 за счет уменьшения равновесного содержания карбида Cr_{23}C_6 , а затем состав не меняется. Это возможно только за счет диффузии атомов углерода в медной матрице. При этом концентрации остальных фазовых составляющих не изменяются (см. рис. 3, ж).

Табл. 2. Результаты термодинамического расчета адиабатической температуры взаимодействия T_{ad} и равновесного состава реагирующих систем при T_{ad}

T_{ad} , K	Равновесный состав конденсированных фаз при T_{ad} , % масс.
473,2	89,7 % Cu + 9,35 % Cr + 0,95 % Cr_2O_3
615,5	81,7 % Cu + 17,14 % Cu_9Zr_2 + 1,16 % ZrO_2
551,6	88,25 % Cu + 0,60 % Cu_9Zr_2 + 1,16 % ZrO_2
572,2	88,6 % Cu + 9,68 % Cr + 0,38 % CrB_2 + 1,16 % ZrO_2 + 0,18 % ZrB_2
563,1	87,52 % Cu + 0,72 % Cu_3P + 0,60 % Cu_9Zr_2 + 10,0 % Cr + 1,16 % ZrO_2
573,5	87,31 % Cu + 1,10 % Cu_9Zr_2 + 10,0 % Cr + 1,16 % ZrO_2 + 0,43 % ZrC
346,9	98,61 % Cu + 0,09 % Cr_7C_3 + 0,98 % $Cr_{23}C_6$ + 0,042 % TiC + 0,09 % TiB_2 + 0,104 % ZrO_2 + 0,083 % ZrC

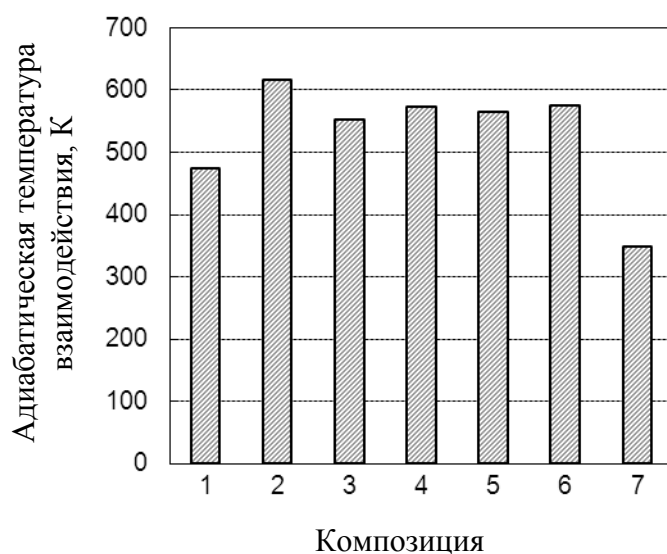


Рис. 2. Адиабатическая температура взаимодействия при РМЛ в рассмотренных композициях по данным ТМ

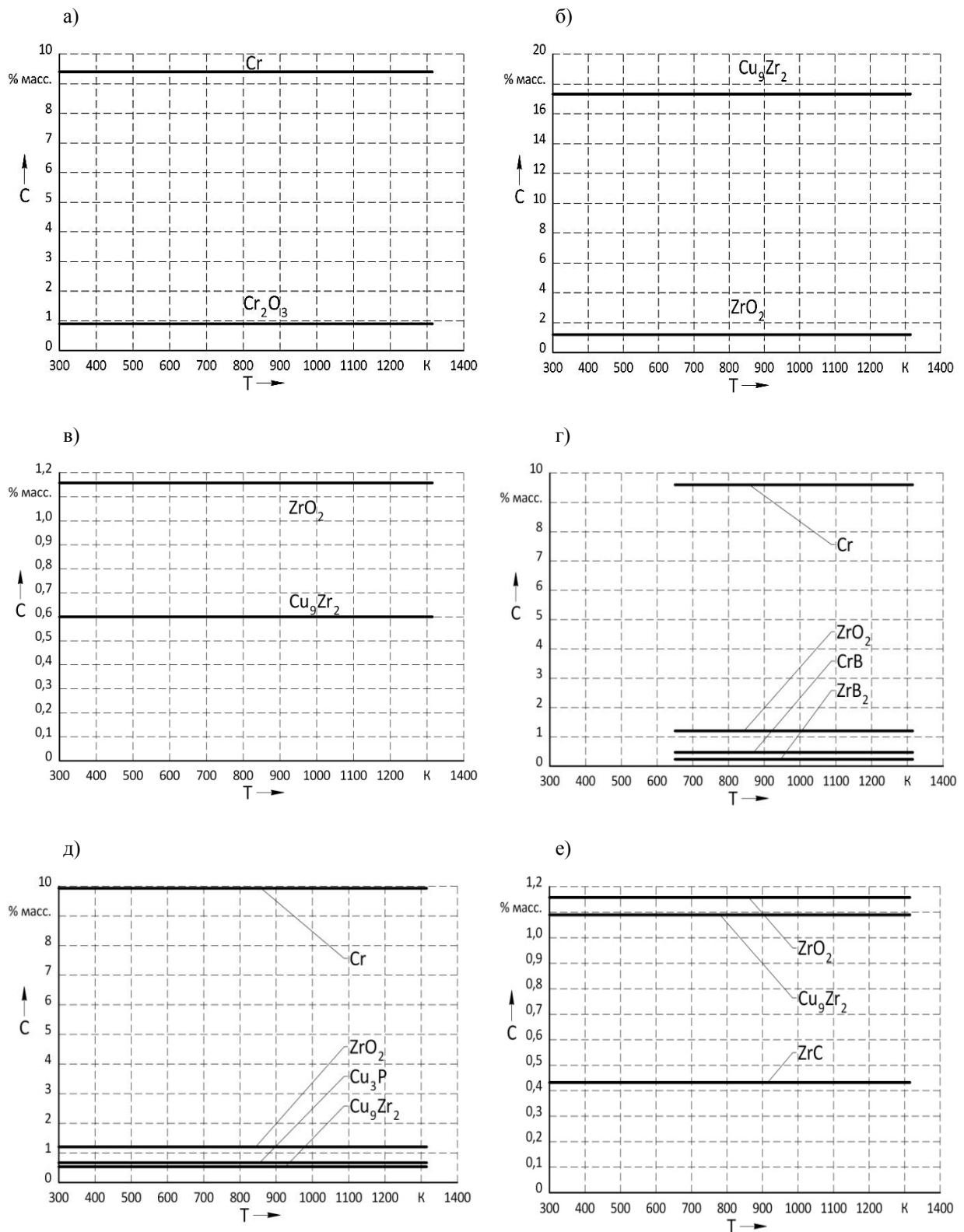
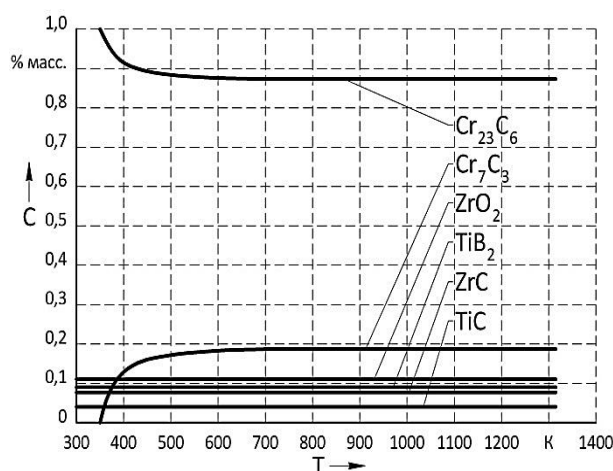


Рис. 3. Зависимости равновесного фазового состава от температуры по данным ТМ в изобарно-изотермических условиях: композиции 1 (а), 2 (б), 3 (в), 4 (г), 5 (д), 6 (е) и 7 (ж)

ж)



Окончание рис. 3

Следовательно, полученные путем РМЛ композиции являются термодинамически стабильными вплоть до точки плавления медной основы, т. е. они могут быть использованы для эксплуатации в широком интервале температур. Упрочняющие фазы, сформировавшиеся в процессе РМЛ, представляют собой термодинамически стабильные тугоплавкие соединения – оксиды, карбиды и бориды легирующих элементов (Cr, Zr, Ti), а также интерметаллид Cu_9Zr_2 , устойчивый в контакте с медной матрицей до температуры 1311 К.

Для экспериментальной проверки результатов термодинамического анализа стандартными методами рентгенографии и просвечивающей электронной микроскопии, включая способ электронной микродифракции, проведены исследования фазового состава и структуры механически легированных гранулированных композиций.

Механическому легированию подвергалась шихта с размером частиц менее 150 мкм. Процесс осуществлялся в течение 8 ч в четырехкамерном лабораторном механореакторе вибрационного типа с объемом помольных камер 1,0 дм³. Степень заполнения их рабочими телами –

шарами из стали ШХ15СГ, имеющих твердость HRC 62, составляла 75 %, а отношение объемов рабочих тел и шихты равнялось 8. Энергонапряженность режима обработки находилась в интервале 0,15...0,20 Дж/г.

Обработка шихты исследованных систем в механореакторе не приводит к механически активируемому аномальному растворению легирующих компонентов в основе, которая согласно результатам рентгеноструктурного анализа представляет собой чистую медь. Установлено, что независимо от состава механически легированных композиций их электронограммы имеют кольцевой характер с числом дискретных микро-рефлексов в одном кольце, принадлежащих матричному металлу, более 20. Согласно результатам исследования [29] средний размер зерен основы, соответствующий такой микродифракционной картине, не превышает 0,1 мкм. Плотность дислокаций находится в пределах $10^{-10} \dots 10^{-11} \text{ см}^{-2}$. Распределение относительной среднеквадратичной микродеформации в кристаллической решетке описывается степенной моделью, что обуславливает блочное строение зерен. Размер блоков примерно ра-

вен 30 нм. При этом формирование структуры основы происходит по механизму динамической рекристаллизации, характерному для композиций на основе металлов, получаемых механическим легированием [9, 30].

Композиции, подвергнутые обработке в механореакторе, однородны по строению и распределению легирующих элементов в основе. Во всех системах в структуре присутствуют включения равновесной фазы – хрома, средний размер которых не превышает 0,3 мкм.

Согласно результатам экспериментальных исследований механически легированные композиции являются термодинамически неравновесными наноразмерными дисперсно-упрочненными системами. Установленный фазовый состав отличается от равновесного отсутствием механически синтезированных соединений хрома (Cr_2O_3 , Cr_7C_3 , Cr_{23}C_6 , CrB_2), (Cu_9Zr_2 , ZrO_2 , ZrB_2 , ZrC), титана (TiC , TiB_2) и наличием элементарного циркония.

На наличие дисперсного упрочнения указывает высокая твердость гранулированных композиций, полученных обработкой шихты в механореакторе. В зависимости от состава материала она находится в пределах HV145...170 и практически сохраняется после отжига при температурах, достигающих 600...700 °С, которые можно считать нижним значением температуры начала рекристаллизации. Как и в ранее исследованных системах [9], упрочнение в этом случае вызвано механически синтезированными наноразмерными рентгеноаморфными образованиями кластерного типа, являющимися переходными соединениями на пути формирования вышеприведенных равновесных фаз. Термическое воздействие на механически легированные композиции, имеющее место при отжиге, активирует фазовые превращения. Минимальная температура длительного нагрева, при которой имеет место переход механиче-

ски синтезированных рентгеноаморфных образований в кристаллические фазы, составляет $(0,5...0,6)T_{\text{пл. меди}}$. Так, после отжига при 500 °С в течение 5 ч в исследованных композициях однозначно установлено наличие наноразмерных равновесных фаз при их расчетном содержании не менее 0,4 %. Наноразмерный или субмикрорекристаллический тип структуры механически легированных систем в значительной мере наследуется материалами, включая и классические сплавы, получаемыми с их применением [9].

Таким образом, экспериментальные данные подтверждают эффективность вышеприведенного метода термодинамического моделирования для прогнозирования фазового состава механически легированных материалов и позволяют сделать однозначный вывод о перспективности технологии их получения для производства лигатур-модификаторов, и, в первую очередь, содержащих элементы, имеющие высокое сродство с кислородом.

Выводы

1. Компьютерная программа Тетга (разработка МГТУ им. Н. Э. Баумана), представляющая собой новую версию программы АСТРА-4, эффективна для термодинамического моделирования фазового состава механически легированных материалов.

2. Технология реакционного механического легирования перспективна для производства лигатур-модификаторов, содержащих элементы, имеющие высокое сродство с кислородом (хром, цирконий и др.), применяемых для производства бронз электротехнического назначения.

3. При содержании легирующих элементов в лигатуре, не превышающем 10...15 %, адиабатическая температура взаимодействия между компонентами в процессе реакционного механического легирования композиций не превышает

650 К, что исключает вероятность протекания экзотермического взаимодействия в режиме теплового взрыва.

4. Согласно экспериментально подтвержденным результатам термодинамического моделирования формирующиеся в процессе реакционного механического легирования упрочняющие фазы представляют собой термодинамически стабильные тугоплавкие соединения – оксиды, карбиды и бориды

легирующих элементов (Cr, Zr, Ti), а также интерметаллид Cu_9Zr_2 , устойчивые в контакте с медной матрицей до температуры ее плавления.

5. Наноразмерный или субмикрористаллический тип структуры механически легированных систем в значительной мере наследуется материалами, включая и классические сплавы, получаемыми с их применением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Bokstein, B. S.** Thermodynamics and Kinetics in Materials Science : A short Course / B. S. Bokstein, M. I. Mendelev, D. J. Srolovitz. – Oxford : Oxford University Press, 2005. – 326 p.
2. **Saunders, N.** CALPHAD (Calculation of Phase Diagrams) : A Comprehensive Guide / N. Saunders, A. P. Miodownik. – Elsevier Science Ltd., 1998. – 479 p.
3. **Hillert, M.** Phase Equilibria, Phase Diagrams and Phase Transformations : Their Thermodynamic Basis / M. Hillert. – Cambridge : Cambridge University Press, 2008. – 510 p.
4. **Белов, Г. В.** Термодинамическое моделирование: методы, алгоритмы, программы / Г. В. Белов. – М. : Научный мир, 2002. – 184 с.
5. **Жоров, Ю. М.** Термодинамика нефтехимических процессов. Нефтехимический синтез, переработка нефти, угля и природного газа / Ю. М. Жоров. – М. : Химия, 1985. – 312 с.
6. **Mason, P.** Modeling thermodynamic processes / P. Mason, M. Mignanelli // Advanced Materials and Processes. – 1998. – Vol. 153, №. 4. – P. 21–24.
7. **Хина, Б. Б.** Моделирование восстановления железной окалины продуктами конверсии метана в плазменной струе. Термодинамическое моделирование / Б. Б. Хина, П. С. Гринчук // Инженерно-физический журнал. – 2011. – № 2. – С. 263–269.
8. Многокомпонентные диффузионные карбидные покрытия на железоуглеродистых сплавах / Л. Г. Ворошнин [и др.]. – Минск : БНТУ, 2007. – 470 с.
9. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с.
10. **Новиков, Н. П.** Термодинамический анализ реакций самораспространяющегося высокотемпературного синтеза / Н. П. Новиков, И. П. Боровинская, А. Г. Мержанов // Проблемы горения в химической технологии и металлургии. – Черногловка : ОИХФ, 1975. – С. 174–188.
11. **Мамян, С. С.** Термодинамические исследования возможности образования неорганических материалов в режиме СВС с восстановительной стадией / С. С. Мамян, А. А. Ширяев, А. Г. Мержанов // Инженерно-физический журнал. – 1993. – № 4. – С. 431–438.
12. **Shiryaev, A.** Thermodynamics of SHS processes : An advanced approach / A. Shiryaev // International Journal of SHS. – 1995. – № 4. – P. 351–362.
13. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов / Г. Б. Синярев [и др.]. – М. : Наука, 1982. – 264 с.
14. **Ватолин, Н. А.** Термодинамическое моделирование в высокотемпературных неорганических системах / Н. А. Ватолин, Г. К. Моисеев, Б. Г. Трусов. – М. : Металлургия, 1994. – 352 с.
15. **Хина, Б. Б.** Термодинамическое моделирование многокомпонентной порошковой СВС-системы / Б. Б. Хина, А. Ф. Ильюшенко, А. В. Беляев // Порошковая металлургия. – 2003. – № 26. – С. 35–42.
16. **Barin, I.** Thermochemical Properties of Inorganic Substances / I. Barin, O. Knacke. – Berlin : Springer-Verlag, 1973. – 257 p.
17. **Barin, I.** Thermochemical Properties of Inorganic Substances. Supplement / I. Barin, O. Knacke, O. Kubashevski. – Berlin : Springer-Verlag, 1977. – 243 p.
18. Термодинамические свойства неорганических веществ : справочник / У. Д. Верятин [и др.]. – М. : Атомиздат, 1965. – 460 с.
19. Термические константы веществ / Под ред. В. П. Глушко. – М. : ВИНТИ, 1979. – 197 с.
20. Термодинамические свойства индивидуальных соединений / Под ред. В. П. Глушко. – М. : Наука, 1982. – Т. 1–4.

21. **Barin, I.** Thermochemical Data of Pure Substances / I. Barin // Third Edition. – New York : VCH Publishers, Inc., 1995. – 2003 p.
22. **Chase, M. W.** Thermochemical Tables, / M. W. Chase // Journal of Physics and Chemistry Reference Data. – 4th edition. – 1998. – Monograph 9. – P. 1–19.
23. **Binnewies, M.** Thermochemical Data of Elements and Compounds / M. Binnewies, E. Milke. – Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH, 2002. – 928 p.
24. Binary Alloy Phase Diagrams / Ed. by T. B. Massalski [etc.]. – Metals Park : ASM International, 1990. – 1824 p.
25. Диаграммы состояния двойных металлических систем : справочник / Под ред. Н. П. Лякишева. – М. : Машиностроение, 1999. – Т. 2. – 1023 с.
26. Двойные и многокомпонентные системы на основе меди : справочник / М. Е. Дриц [и др.]. – М. : Наука, 1979. – 248 с.
27. **Pavlu, J.** Stability of Laves phases in the Cr–Zr system / J. Pavlu, J. Vrestal, M. Sob // Calphad. – 2009. – Vol. 33, № 2. – P. 382–387.
28. The thermodynamic re-assessment of the Cu–Zr system / N. Wang [etc.] // Calphad. – 2006. – Vol. 30, № 4. – P. 461–469.
29. **Иванов, Ю. Ф.** Электронно-микроскопический анализ нанокристаллических материалов / Ю. Ф. Иванов, А. В. Пауль, Н. А. Конева // Физика металлов и металловедение. – 1991. – № 7. – С. 206–208.
30. **Ловшенко, Ф. Г.** Механизмы формирования структуры, фазового состава и свойств механически легированных медных композиций / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Литье и металлургия. – 2011. – № 3. – С. 142–151.

LIST OF LITERATURE

1. **Bokstein, B. S.** Thermodynamics and Kinetics in Materials Science : A short Course / B. S. Bokstein, M. I. Mendelev, D. J. Srolovitz. – Oxford : Oxford University Press, 2005. – 326 p.
2. **Saunders, N.** CALPHAD (Calculation of Phase Diagrams) : A Comprehensive Guide / N. Saunders, A. P. Miodownik. – Elsevier Science Ltd., 1998. – 479 p.
3. **Hillert, M.** Phase Equilibria, Phase Diagrams and Phase Transformations : Their Thermodynamic Basis / M. Hillert. – Cambridge : Cambridge University Press, 2008. – 510 p.
4. **Belov, G. V.** Thermodynamic modeling: methods, algorithms, programs / G. V. Belov. – М. : Nauchny Mir, 2002. – 184 p.
5. **Zhorov, Y. M.** Thermodynamics of petrochemical processes. Petrochemical synthesis, processing of oil, coal and natural gas / Y. M. Zhorov. – М. : Khimiya, 1985. – 312 p.
6. **Mason, P.** Modeling of thermodynamic processes / P. Mason, M. Mignanelli // Advanced Materials and Processes. – 1998. – Vol. 153, № 4. – P. 21–24.
7. **Khina, B. B.** Modeling of iron scale reduction by products of methane conversion in plasma jet. Thermodynamic modeling / B. B. Khina, P. S. Grinchuk // Journal of engineering physics. – 2011. – Vol. 84, № 2. – P. 263–269.
8. Multi-component diffusion carbide coatings on iron-carbon alloys / L. G. Voroshnin [etc.]. – Minsk : BNTU, 2007. – 470 p.
9. **Lovshenko, G. F.** Nano-structured mechanically alloyed metal-based materials : monograph / G. F. Lovshenko, F. G. Lovshenko, B. B. Khina. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2008. – 679 p.
10. **Novikov, N. P.** Thermodynamic analysis of reactions of self-propagating high temperature synthesis / N. P. Novikov, I. P. Borovinskaya, A. G. Merzhanov // Problems of combustion in chemical technology and metallurgy. – Chernogolovka : OICF, 1975. – P. 174–188.
11. **Mamyan, S. S.** Thermodynamic research into the possibility of formation of Publisherinorganic materials in the SHS mode with the reduction stage / S. S. Mamyan, A. A. Shiryaev, A. G. Merzhanov // Journal of engineering physics. – 1993. – Vol. 65, № 4. – P. 431–438.
12. **Shiryaev, A.** Thermodynamics of SHS processes : An advanced approach / A. Shiryaev // International Journal of SHS. – 1995. – Vol. 4, № 4. – P. 351–362.
13. Usage of computers for thermodynamic calculations of metallurgic processes / G. B. Sinyarev [etc.]. – М. : Nauka, 1982. – 264 p.
14. **Vatolin, N. A.** Thermodynamic modeling in high-temperature inorganic systems / N. A. Vatolin, G. K. Moiseyev, B. G. Trusov. – М. : Metallurgy, 1994. – 352 p.
15. **Khina, B. B.** Thermodynamic modeling of multi-component powder SHS-system / B. B. Khina, A. F. Ilyushchenko, A. V. Belyayev // Powder metallurgy. – 2003. – № 26. – P. 35–42.
16. **Barin, I.** Thermochemical Properties of Inorganic Substances / I. Barin, O. Knacke. – Berlin : Springer-Verlag, 1973. – 257 p.

17. **Barin, I.** Thermochemical Properties of Inorganic Substances. Supplement / I. Barin, O. Knacke, O. Kubaschewski. – Berlin : Springer-Verlag, 1977. – 243 p.
18. Thermodynamic properties of inorganic substances : handbook / U. D. Veryatin [etc.]. – M. : Atomizdat, 1965. – 460 p.
19. Thermal constants of substances / Ed. by V. P. Glushko. – M. : VINITI, 1979. – 197 p.
20. Thermodynamic properties of individual compounds / Ed. by V.P. Glushko. – M. : Nauka, 1982. – Vol. 1–4.
21. **Barin, I.** Thermochemical Data of Pure Substances / I. Barin // Third Edition. – New York : VCH Publishers, Inc., 1995. – 2003 p.
22. **Chase, M. W.** Thermochemical Tables / M. W. Chase // Journal of Physics and Chemistry Reference Data. – 4th edition. – 1998. – Monograph 9. – P. 1–19.
23. **Binnewies, M.** Thermochemical Data of Elements and Compounds / M. Binnewies, E. Milke. – Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH, 2002. – 928 p.
24. Binary Alloy Phase Diagrams / Ed. by T. B. Massalski [etc.]. – Metals Park : ASM International, 1990. – 1824 p.
25. Binary metal systems diagrams : handbook / Ed. by N. P. Lyakishev. – M. : Mashinostroenie, 1999. – Vol. 2. – 1023 p.
26. Binary and multi-component Cu-based systems : handbook / M. E. Drits [etc.]. – M. : Nauka, 1979. – 248 p.
27. **Pavlu, J.** Stability of Laves phases in the Cr–Zr system / J. Pavlu, J. Vrestal, M. Sob // Calphad. – 2009. – Vol. 33, № 2. – P. 382–387.
28. The thermodynamic re-assessment of the Cu–Zr system / N. Wang [etc.] // Calphad. – 2006. – Vol. 30, № 4. – P. 461–469.
29. **Ivanov, Y. F.** Electro-microscopic analysis of nano-crystalline materials / Y. F. Ivanov, A. V. Paul, N. A. Koneva // Physics of metals and metal science. – 1991. – № 7. – P. 206–208.
30. **Lovshenko, F. G.** Mechanisms of formation of structure, phase composition and properties of mechanically alloyed copper composites / F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko // Casting and metallurgy. – 2011. – № 3. – P. 142–151.

Статья сдана в редакцию 24 января 2012 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Борис Борисович Хина, д-р физ.-мат. наук, Физико-технический институт НАН РБ.

Зинаида Михайловна Ловшенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Игорь Александрович Лозиков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-21-26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Boris Borisovich Khina, DSc, Institute of Physics and Technology of the NAS of the Republic of Belarus.

Zinaida Mikhailovna Lovshenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University.

Igor Alexandrovich Lozikov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко

ФОРМИРОВАНИЕ ФАЗОВОГО СОСТАВА, СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОРОШКОВ НА ОСНОВЕ СИСТЕМЫ «ЖЕЛЕЗО – АЛЮМИНИЙ» И ПОКРЫТИЙ ИЗ НИХ

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, A. S. Fedosenko

FORMATION OF PHASE COMPOSITION, STRUCTURE AND PROPERTIES OF MECHANICALLY ALLOYED «FE–AL»-BASED COMPOSITE POWDERS AND COATINGS MADE OF THEM

Аннотация

Приведены закономерности формирования фазового состава, структуры и свойств механически легированных наноструктурных композиционных дисперсно-упрочненных порошков на основе системы «железо – алюминий» и плазменных покрытий из них. Проведена оптимизация технологических параметров обработки материала в механореакторе. Исследована износостойкость полученных покрытий.

Ключевые слова:

реакционное механическое легирование, плазменное напыление, железо–алюминий, дисперсное упрочнение.

Abstract

The paper presents the formation of phase composition, structure and properties of mechanically alloyed nano-structured composite dispersion-strengthened powders on the basis of «iron – aluminium» system and plasma coatings made of them. The optimization of technological parameters of material processing in the mechanoreactor is performed. Wear resistance of the received coatings is investigated.

Key words:

reactive mechanical alloying, plasma spraying, iron–aluminium, dispersion strengthening.

Введение

Одним из условий прогресса в ведущих отраслях промышленности, включая авиационную, автомобильную, энергетическую, химическую, является применение новых конструкционных материалов, обладающих, наряду с высокими механическими свойствами, жаропрочностью, жаростойкостью, коррозионной стойкостью. Они используются как для производства деталей и конструкций, работающих в жестких температурно-силовых условиях и агрессивных средах, так и для упрочнения последних путем нанесения покрытий.

В настоящее время для этой цели широко используются никелевые сплавы, в том числе и композиционные дисперсно-упрочненные [1–4]. Основной недостаток их – высокая стоимость. Перспективной заменой этим сплавам, в ряде случаев, являются материалы системы «железо – алюминий», свойства которых, в зависимости от содержания компонентов, могут изменяться в широком интервале. Ряд материалов относится к жаропрочным, стойким против ползучести при повышенных и высоких температурах и обладающим особыми физико-химическими свойствами: хорошим сопротивлением высокотем-

пературному окислению, науглероживанию и коксуванию, а также высокой коррозионной стойкостью на воздухе и в атмосферах серы, хлора и смеси этих газов. Кроме того, сплавы имеют пониженную плотность, высокую теплопроводность и износостойкость. Этот уникальный комплекс, в ряде случаев, взаимоисключающих свойств, а также низкая стоимость определяют широкий интерес к железоалюминиевым материалам, что обуславливает большое количество исследований, направленных на их создание и установление закономерностей формирования фазового состава, структуры и свойств, а также перспективных областей применения. К настоящему времени доказано, что железоалюминиевые материалы в ряде случаев способны эффективно заменять дорогостоящие никелевые сплавы и нержавеющие стали и могут быть использованы в металлургии, машиностроении, включая автомобилестроение, и медицине [5].

Сплавы на основе системы «железо – алюминий» получают методами как классической [6], так и порошковой [7, 8] металлургии. В последнем случае наряду с самораспространяющимся высокотемпературным синтезом (СВС) [9] находит применение механическое легирование. Получаемые при этом порошки подвергают компактированию или используют для нанесения покрытий [10].

Перспективной технологией производства железоалюминиевых материалов, как и других композиционных дисперсно-упрочненных порошков, является реакционное механическое легирование [4, 11]. Указанным методом получают композиции системы «железо – алюминий» с содержанием второго компонента от 2 до 98 %. Наиболее широкое распространение получили материалы с содержанием алюминия до 33 %. При

этом исследования ведутся на базе трех композиций, структурой основы которых в соответствии с диаграммой Fe–Al (рис. 1) [12] является: твердый раствор алюминия в железе (до 10 % алюминия) [13]; химическое соединение Fe_3Al (13...23 % алюминия) [14] и интерметаллид FeAl , соответствующий содержанию алюминия 23...33 % [15].

Большинство работ по системе Fe–Al направлены на изучение процессов, протекающих в композиции при механическом легировании. Так, в [7, 8] приведены данные исследования структуры, механических и магнитных свойств материалов, полученных из шихты Fe–40 % ат. Al, подвергнутой обработке в шаровой планетарной мельнице в течение 0,5...72 ч, а также влияние на эти характеристики термического воздействия. Предметом исследования являлись: размер зерна, дефекты кристаллического строения, процесс упорядочения структуры и их влияние на твердость материала.

Наряду с изучением двойных композиций имеются исследования по системам, легированным хромом, медью, никелем и др. [16, 17]. Представляют интерес работы по использованию механического легирования для упрочнения железоалюминиевых материалов неметаллическими фазами, в роли которых могут выступать нитриды, карбиды, оксиды, бориды и др. Так, в [18] рассмотрено получение из порошков Fe, Al и BN кермета FeAl/BN состава $(\text{Fe}_{60}\text{Al}_{40})_{0.90}(\text{BN})_{0.10}$. Обработка композиции проводилась в высокоэнергетической шаровой мельнице SPEX 8000 в течение 12, 18, 25, 28 и 32 ч с использованием камеры и рабочих тел из закаленной стали при отношении шаров к шихте, равном 10.

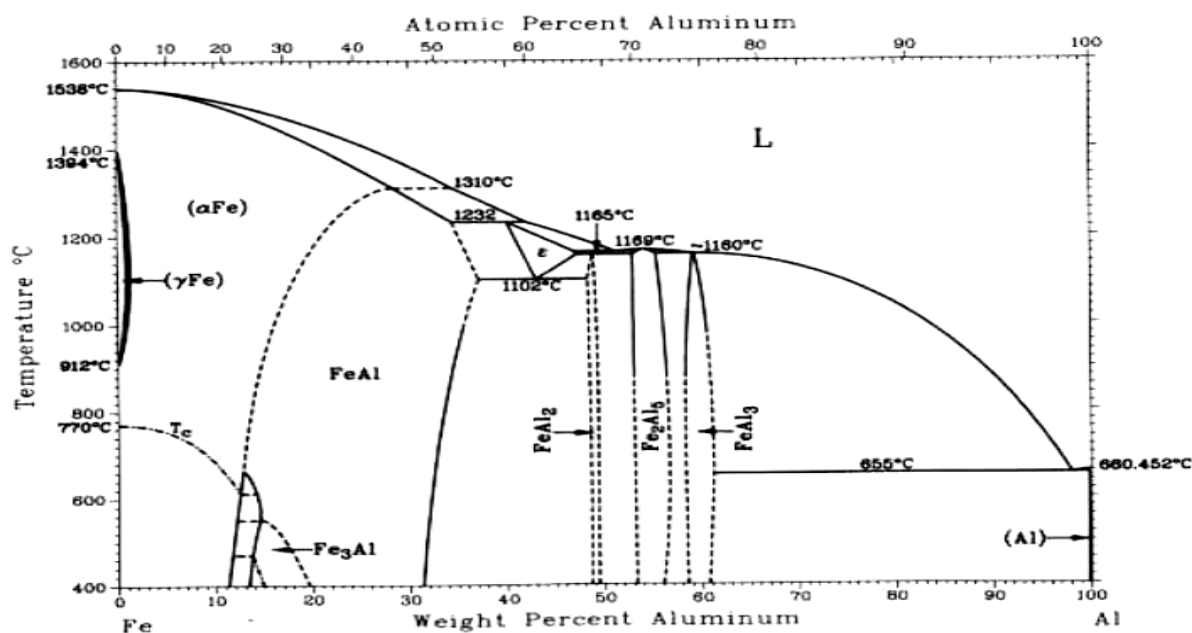


Рис. 1. Диаграмма состояния Fe-Al [10]

В качестве поверхностно-активного вещества (ПАВ) применялся этанол. Установлено, что с увеличением времени обработки происходит снижение размера частиц получаемого материала, минимальное значение которого может достигать 20 нм. Помимо механически синтезированного интерметаллида FeAl, обнаружено формирование наноразмерных трубок нитрида бора с гексагональной кристаллической решеткой.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что механически легированные композиции на основе системы «железо – алюминий» с высоким содержанием второго компонента перспективны для упрочнения, восстановления и защиты деталей машин, узлов и механизмов путем нанесения покрытий газотермическими способами. Однако законченные и систематизированные исследования, направленные на получение механически легированных железоалюминиевых порошков и покрытий из них, до настоящего времени отсутствуют. Можно предположить, что в этом случае, как и в ранее изученных системах, будут реализовываться основные преимущества технологии реакционного

механического легирования [4, 17–19].

Исходя из этого **целью данного исследования** являлось установление закономерностей формирования фазового состава структуры и свойств механически легированных наноструктурных композиционных дисперсно-упрочненных порошков на основе системы «железо – алюминий» и покрытий из них.

Методика исследования; материалы, оборудование и приборы

Выбор дисперсного упрочнения в качестве основного в разрабатываемых материалах обусловлен тем, что оно, не уступая по эффекту другим видам при температурах, достигающих $0,60T_{пл}$ основы, имеет очевидные преимущества перед ними в интервале $0,60...0,95 T_{пл}$ [1–4]. Дисперсно-упрочненный материал представляет собой матрицу из металла или сплава, в которой равномерно распределены дисперсные частицы упрочняющей фазы, стойкие против коагуляции и роста при нагреве до температуры плавления основы. Предельно высокое упрочнение имеют материалы с максимально развитой поверхностью границ зерен и субзерен, закрепленных и ста-

билизованных дисперсными частицами упрочняющей фазы. Основное упрочнение в материалах этого типа – зернограничное. Однако в связи с тем, что упрочнение реализуется только при наличии дисперсной упрочняющей фазы, оно названо дисперсным. У этих материалов оптимальной является структура микрокристаллического типа с размером равновесных зерен 0,2...0,5 мкм, разделенных на субзерна величиной 0,05...0,10 мкм. Частицы упрочняющей фазы, расположенные в основном по границам зерен, должны иметь величину $\leq 0,05$ мкм. Единственной доступной для промышленной реализации технологией, позволяющей обеспечить получение структуры с вышеприведенными параметрами, является реакционное механическое легирование [4].

Для дисперсного упрочнения металлов и сплавов, имеющих температуру плавления более 1500 °С, к которым относится железо, в качестве упрочняющих фаз представляют интерес тугоплавкие оксиды, нитриды и в некоторых случаях – карбиды, бориды, силициды, интерметаллиды, обладающие низкой величиной изобарно-изотермического потенциала образования и высоким значением модуля сдвига. Наибольший интерес представляют термодинамически стабильные оксиды, среди которых с учетом безопасности, доступности и коррозионной стойкости перспективны Al_2O_3 , ZrO_2 , TiO_2 , Cr_2O_3 . В системе «железо – алюминий» дисперсное упрочнение обеспечивают также алюминиды железа. Однако, по сравне-

нию с оксидами, их верхний температурный предел стойкости против коагуляции и роста существенно ниже, что уменьшает жаропрочность материала.

Для получения механически легированных дисперсно-упрочненных материалов перспективными являются системы «основной металл – О, С, N в комплексе или в отдельности – элемент, имеющий высокое сродство к О, С, N». Доказано [4], что О, С и/или N, необходимые для синтеза упрочняющих фаз (оксидов, карбидов, нитридов), целесообразно вводить в обрабатываемую в механореакторе шихту не в чистом виде, а связанными в химические соединения с малой термодинамической стабильностью.

Объектом исследования являлись Fe–Al– $C_{17}H_{35}COOH$ (ЖА); Fe–Al– Fe_2O_3 – $C_{17}H_{35}COOH$ (ЖА–ДУ). Содержание алюминия в композициях изменялось в пределах 5...35 %. Они являлись аналогами порошков, имеющих основы твердого раствора, а также алюминидов железа Fe_3Al и $FeAl$. Во вторую композицию в качестве поставщика кислорода вводился оксид железа Fe_2O_3 . Согласно термодинамическому анализу, результаты которого представлены в табл. 1, в этом случае при реакционном механическом легировании и нанесении покрытий должно происходить механически и термически активируемое взаимодействие между алюминием и оксидом железа, конечным продуктом которых является оксид алюминия Al_2O_3 .

Табл. 1. Химический и фазовый состав композиций

Обозначение	Химический состав	Фазовый состав	
		равновесный	механически легированной композиции
ЖА	0,4 % С + 0,4 % О + + 30 % Al + Fe(ост)	6 % Fe_3C + 0,85 % Al_2O_3 + + FeAl(ост)	α -Fe(C, Al), Fe_3Al , FeAl, Al
ЖА–ДУ	0,4 % С + 2,8 % О + + 30 % Al + Fe(ост)	6 % Fe_3C + 5,95 % Al_2O_3 + + FeAl(ост)	α -Fe(C,Al), Fe_3Al , FeAl, Fe_2O_3 , Al

Максимальное количество Fe_2O_3 , вводимое в шихту, составляло 10 %. Стеариновая кислота $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ являлась, с одной стороны, поверхностно-активным веществом (ПАВ), а с другой, служила поставщиком углерода и кислорода. Содержание ее в исходной шихте изменялось в пределах 0...0,35 %.

Исходными компонентами шихты для получения механически легированных порошковых композиций служили стандартные порошки железа – ПЖ2М2 (ГОСТ 9849-74), алюминия – ПА-4 (ГОСТ 6058-73); порошки: оксида молибдена (MoO_3) и стеариновой кислоты марок Ч и ХЧ соответственно. При проведении исследований учитывалось содержание кислорода и углерода в порошке железа, которое составляло примерно 0,25 и 0,15 % соответственно. Наличие других примесей во внимание не принималось.

Композиционные порошки для напыления получали механическим легированием шихты в течение 8 ч в механореакторе – энергонапряженной вибромельнице гирационного типа. Ускорение рабочих тел – шаров из стали ШХ15СГ (твердость HRC 62) диаметром 9,2 мм являлось оптимальным для композиций на основе железа и составляло $135 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ [4]. При исследовании влияния условий механического легирования на гранулометрический состав композиционного порошка независимыми факторами являлись заполнение помольной камеры рабочими телами (шарами) и соотношение объемов шаров и шихты, которые изменялись в пределах 45...75 и 7...17 % соответственно. При изучении влияния первого фактора значение второго равнялось 7, а при изменении второго величина первого составляла 75 %. Обработке подвергалась композиция 70 % Fe + 30 % Al + 0,10 % $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$. Соотношение между алюминием и железом в этом случае соответствовало интерметаллиду FeAl, обладающему оптимальными физико-механическими и эксплуатацион-

ными свойствами [19]. На этапе исследования влияния состава шихты на гранулометрический состав композиционных порошков механическое легирование проводилось при заполнении помольной камеры рабочими телами и соотношении объемов шаров и шихты, равном 75 и 7 % соответственно.

Текущесть механически легированных порошков определялась по методу угла естественного откоса, рассмотренному в [20].

При подготовке к напылению образцы подвергались пескоструйной обработке. Напыление покрытий осуществлялось с применением плазмотрона оригинальной конструкции (аналог ПУН-1), работающего на воздушно-пропановой плазмообразующей смеси по следующему режиму: сила тока – 250...260 А; напряжение на дуге – 170...180 В; соотношение воздух/пропан – нормальное; скорость плазмы (дозвуковая) – 1300...1500 м/с; скорость частиц – 80...100 м/с; расход порошка – 5...7 кг/ч.

Испытания покрытий на износостойкость проводились на модернизированной машине трения СМТ-1, оснащенной SCAD-системой для компьютерной обработки данных. Износ осуществлялся в условиях трения скольжения в минеральном масле с добавкой абразива Al_2O_3 (корунд) фракции 10 мкм в количестве 10 % объема. Материалом контртела являлась закаленная сталь ШХ15. К образцу площадью 2 см^2 прикладывалась нагрузка, равная 120 Н. Скорость вращения контртела равнялась 500 об/мин. Путь испытания составлял 2200 м.

Гранулометрический, металлографический, электронно-микроскопический, рентгеноструктурный анализ порошков и покрытий проводился с использованием стандартных методик, приборов и оборудования.

В качестве параметров, определяющих оптимальные условия механического легирования и состав исходной шихты, выступали гранулометрический

состав композиционного порошка и относительная износостойкость покрытий.

Результаты исследований

Обработка шихты в механореакторе приводит к изменению морфологии, структуры и фазового состава материала. На начальном этапе, продолжительность которого составляет 1...3 ч, исходная осколочная форма порошков из-

меняется на пластинчатую. Дальнейшая обработка приводит к измельчению пластинок и образованию ультратонких частиц осколочного типа размером менее 10 мкм с последующей их агломерацией и сваркой. В результате протекания этих процессов формируется гранулированная композиция с формой частиц осколочного типа, близкой к равноосной (рис. 2).

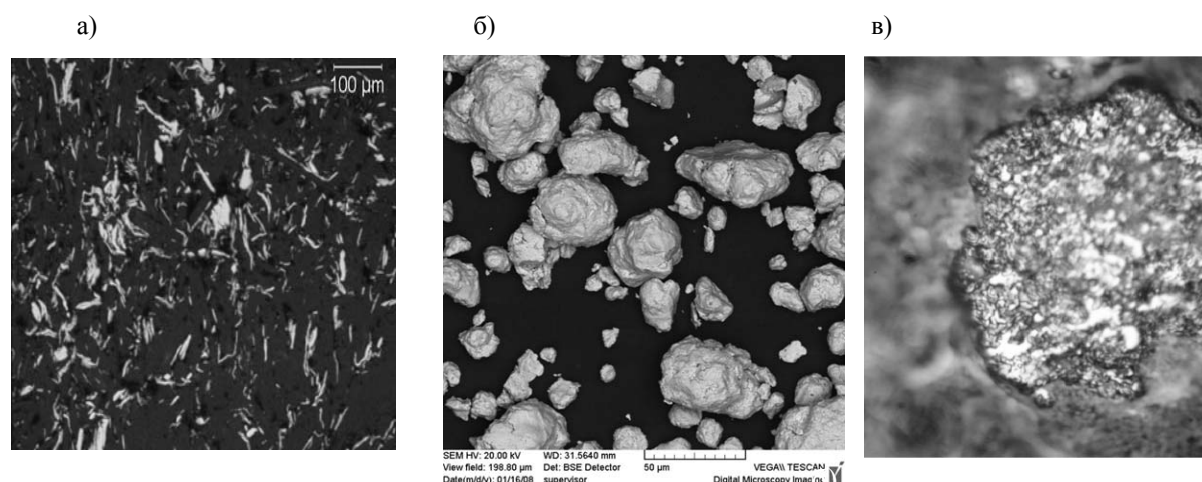


Рис. 2. Форма, размер и структура частиц порошковой композиции Fe–Al–C₁₇H₃₅COOH, подвергнутой обработке в механореакторе. Продолжительность обработки: а – 2 ч; б–в – 8 ч

Динамическое равновесие между процессами разрушения и сварки композиционных частиц наступает после обработки в механореакторе в течение 6...7 ч. Дальнейшая обработка практически не изменяет форму и размер частиц.

Задачей следующего этапа исследования являлось установление зависимости гранулометрического состава механически легированных композиционных порошков от состава исходной шихты и условий обработки ее в механореакторе. Решение направлено на определение условий, обеспечивающих получение композиций с максимальным содержанием фракции частиц оптимального размера, обладающих хорошей текучестью. Этот показатель является одним из наиболее важных технологических свойств металлических порошковых материалов для нанесения

покрытий. При плазменном напылении предпочтение отдается фракции с величиной частиц, находящихся в диапазоне –100 +40 мкм [21]. При этом больший эффект достигается в случае использования порошков с размером, близким к нижнему значению. Применение этой фракции, кроме технологических преимуществ, обеспечивает также получение покрытий с оптимальным комплексом физико-механических свойств. Мелкие порошки в плазменном потоке интенсивно окисляются, а при использовании крупных сложно обеспечить оптимальную скорость движения и нагрев частиц выше температуры плавления, что во всех случаях негативно сказывается на качестве покрытий.

Анализ результатов исследования, представленных на рис. 3 и 4, позволяет сделать вывод, что, исходя из требова-

ний, предъявляемых к гранулометрическому составу порошков для напыления, факторы, определяющие условия механического легирования и состав исходной шихты, могут изменяться в исследованных интервалах.

Независимо от состава и условий получения механически легированный композиционный порошок фракции $-100 + 40$ мкм обладает высокой текучестью. Угол естественного откоса свободно насыпанного порошка находится

в пределах $25...35^\circ$, что согласно данным, приведенным в [22], соответствует свободно текучему материалу. Сделанный вывод подтверждается результатами дальнейших экспериментальных исследований. Подача порошка из бункера в плазменный поток не составляла проблем. Хорошая текучесть полученного материала определяется формой и размером композиционных частиц, которые близки к оптимальным.

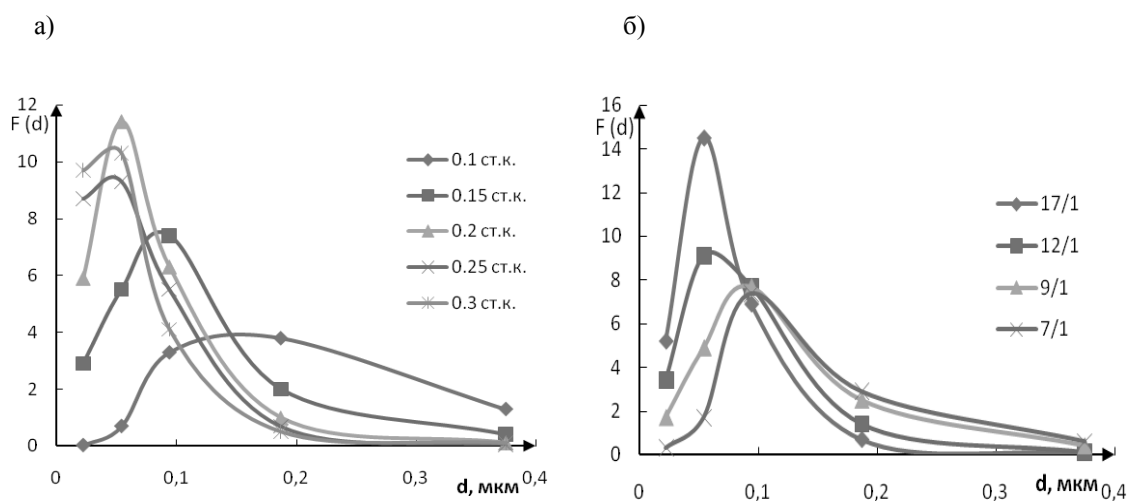


Рис. 3. Гранулометрический состав композиционных порошков, полученных механическим легированием шихты $\text{Fe-Al-C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ при различных значениях заполнения рабочей камеры шарами (а) и соотношении объемов рабочих тел и шихты (б)

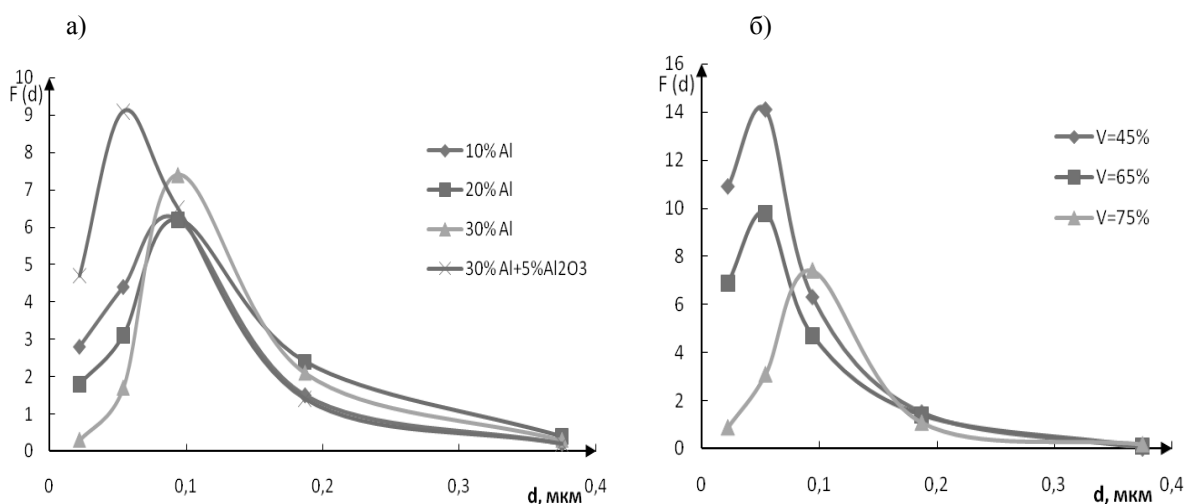


Рис. 4. Гранулометрический состав композиционных порошков, полученных механическим легированием шихты с различным содержанием $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ (а) и алюминия (б)

Дальнейшие исследования проводились с использованием композиционных порошков, полученных механическим легированием по оптимальному режиму, обеспечивающему формирование дисперсно-упрочненных наноструктурных жаропрочных материалов. При этом ускорение рабочих тел составляло $135 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, заполнение помольной камеры шарами – 75 %, соотношение объемов шаров и шихты – 12, продолжительность обработки – 8 ч [4]. Независимо от состава исходной шихты в механически легированных композиционных порошках размер зерен основы и включений различного типа, в том числе исходных компонентов и упрочняющих фаз, находится в пределах $0,01 \dots 0,10 \text{ мкм}$. При этом для композиций характерно равномерное распределение легирующих компонентов.

Обработка шихты в механореакторе сопровождается фазовыми превращениями, однако фазовый состав механически легированных композиций не достигает равновесного (см. табл. 1). Уменьшение интенсивности и увеличение ширины интерференционных линий железа примерно в 2...3 раза, а также смещение их в сторону меньших углов позволяет сделать однозначный вывод о механически активируемом растворении легирующих элементов (С, Al) в матричном металле. Основой механически легированных порошков ЖА, ЖА–ДУ является мартенсит ($\alpha\text{-Fe (C, Al)}$). В структуре присутствуют также неравновесные микроразмерные включения исходных компонентов – алюминия и оксида железа Fe_2O_3 . В то же время образование таких равновесных фаз, как оксид алюминия Al_2O_3 и карбид железа Fe_3C , рентгеноструктурным анализом не установлено, что не исключает их наличия в материале. Высокая исходная твердость механически легированных композиций, находящаяся в пределах $\text{HV}600 \dots 650$ и сохраняющаяся при нагреве до температур, превышающих $0,7T_{\text{пл}}$, обусловлена сочетанием твердо-

растворного (мартенситного) и дисперсного упрочнения. Последнее вызвано образованием при механическом легировании наноразмерных рентгеноаморфных фаз, являющихся промежуточными соединениями в цепочке формирования интерметаллидов, оксидов и карбидов, стабилизирующих структуру основы. Дополнительным подтверждением этому является наличие на рентгенограммах композиций ЖА, ЖА–ДУ двух–трех слабых линий, которые могут быть отнесены к интерметаллидам Fe_3Al , FeAl .

Отжиг активирует фазовые превращения в механически легированных системах [4]. Так, после термической обработки при температурах выше $0,6T_{\text{пл}}$ в исследованных композициях установлено наличие всех равновесных фаз, содержание которых превышало 2 %. Плазменные покрытия в значительной мере наследуют фазовый состав и структуру механически легированных композиционных порошков.

Оптимизация состава шихты осуществлялась по износостойкости покрытий и проводилась в два этапа. На первом – методом однофакторного эксперимента, определялось оптимальное содержание легирующих компонентов в исходной шихте, на втором – проводилось математическое описание области оптимума.

При определении методом однофакторного эксперимента влияния на параметр оптимизации – относительную износостойкость покрытий $I_{\text{отн}}$ содержания в исходной шихте легирующих компонентов независимыми переменными являлись: в системе $\text{Fe-Al-C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ – алюминий и стеариновая кислота; в системе $\text{Fe-Al-Fe}_2\text{O}_3\text{-C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ – алюминий и оксид железа Fe_2O_3 . Для первой системы, износостойкость которой принята равной 1,0, базовой являлась композиция, содержащая 20 % алюминия и 0,2 % $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$; для второй – 20 % алюминия, 5 % Fe_2O_3 и 0,2 % $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$. Результаты исследования приведены на рис. 5 и 6.

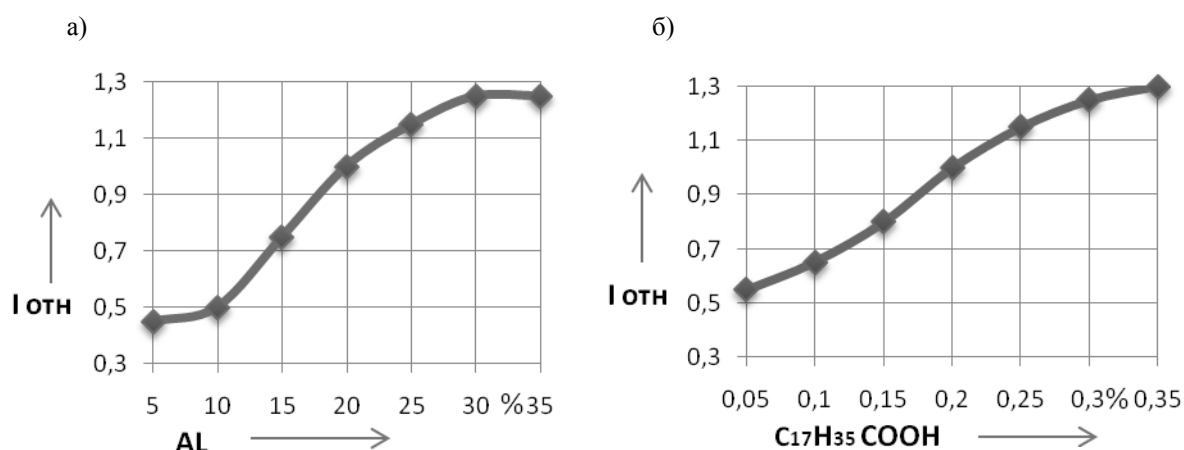


Рис. 5. Влияние содержания в исходной шихте алюминия (а) и стеариновой кислоты (б) на относительную износостойкость покрытий: а – содержание 0,20 % $C_{17}H_{35}COOH$; б – содержание 20 % Al

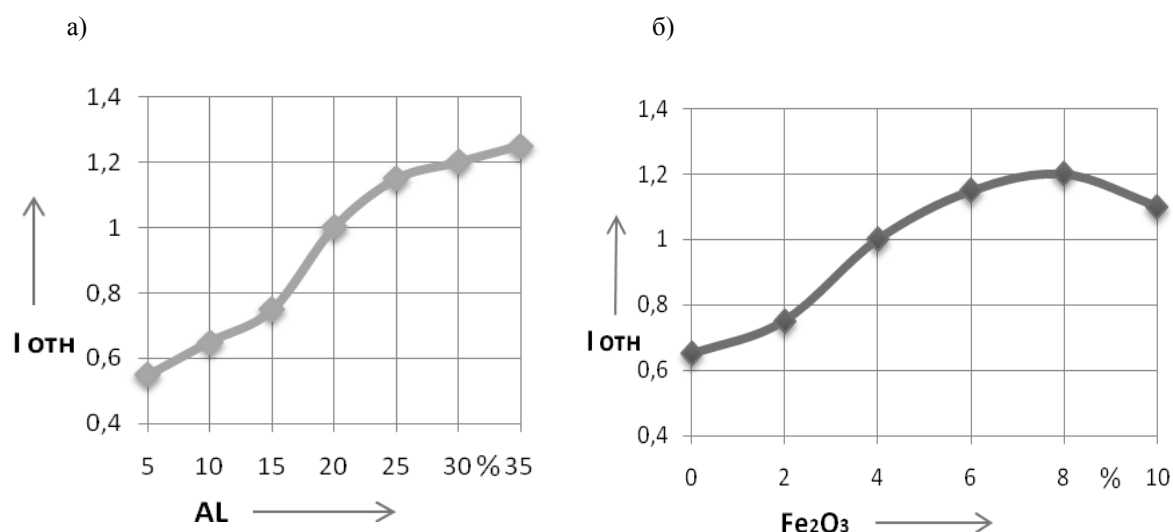


Рис. 6. Влияние содержания в исходной шихте алюминия (а) и оксида железа (б) на относительную износостойкость покрытий: а – содержание 4 % Fe_2O_3 ; б – содержание 20 % Al

Возрастание износостойкости покрытий с повышением содержания в исходной шихте алюминия и стеариновой кислоты обусловлено увеличением в структуре количества интерметаллидов Fe_3Al , $FeAl$, а также мартенсита и степени его пересыщения. В композиции $Fe-Al-Fe_2O_3-C_{17}H_{35}COOH$ имеет место дополнительное упрочнение наноразмерными включениями оксида алюминия Al_2O_3 , образующимися в результате механически и термически активируемых окислительно-восстановительных реакций между алюминием и оксидом

железа, протекающих при получении композиционных порошков и нанесении покрытий из них.

Второй этап исследования влияния состава исходной шихты на относительную износостойкость покрытий из механически легированных композиционных порошков – описание области оптимума проводился с применением центрального композиционного ортогонального планирования второго порядка. Матрицы планирования, результаты экспериментов и статистической обработки экспериментальных данных при-

ведены в табл. 2...5. При этом данные первого этапа исследования использовались для установления граничных значений факторов.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены математические модели, адекватно представляющие результаты экспериментов. Установленные зависимости имеют следующий вид:

– система Fe–Al

$$I_{\text{отн}} = 1,01 + 0,33 X_1 + 0,26 X_2 + 0,09 X_1 X_2 - 0,13 X_1^2 - 0,06 X_2^2;$$

– система Fe–Al–Fe₂O₃

$$I_{\text{отн}} = 1,02 + 0,19 X_1 + 0,27 X_2 - 0,10 X_2^2.$$

Табл. 2. Матрица планирования и результаты эксперимента при оптимизации состава механически легированных порошков системы Fe–Al–C₁₇H₃₅COOH из шихты ПЖ2М2–ПА4–C₁₇H₃₅COOH

Характеристика	Фиктивная переменная	Фактор					Параметры оптимизации	
		АI, %	ПАВ, %				Относительная износостойкость I _{отн}	
20		0,20						
10		0,10						
30		0,30						
Нижний уровень		10	0,10					
Код	x ₀	x ₁	x ₂	x ₁ x ₂	x ₁ ¹ = x ₁ ² – 2/3	x ₂ ¹ = x ₂ ² – 2/3	экп.	расч.
Опыт								
1(10)	+1	–1	–1	+1	+1/3	+1/3	0,35	0,32
2(11)	+1	–1	+1	–1	+1/3	+1/3	0,65	0,66
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1,45	1,50
4(13)	+1	+1	–1	–1	+1/3	+1/3	0,80	0,80
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	–2/3	1,25	1,21
6(15)	+1	–1	0	0	+1/3	–2/3	0,50	0,55
7(16)	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1,25	1,21
8(17)	+1	0	–1	0	-2/3	+1/3	0,65	0,69
9(18)	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1,00	1,01

Табл. 3. Матрица планирования и результаты эксперимента при оптимизации состава механически легированных порошков системы Fe–Al–Fe₂O₃–C₁₇H₃₅COOH из шихты ПЖ2М2–ПА4–Fe₂O₃–0,30 % C₁₇H₃₅COOH

Характеристика	Фиктивная переменная	Фактор					Параметры оптимизации	
		основной		производный			Относительная износостойкость I _{отн}	
		Al, %	Fe ₂ O ₃ , %					
Основной уровень		20	4					
Интервал варьирования (I)		10	4					
Верхний уровень		30	8					
Нижний уровень		10	0					
Код	x ₀	x ₁	x ₂	x ₁ x ₂	x ₁ ¹ = x ₁ ² – 2/3	x ₂ ¹ = x ₂ ² – 2/3	экп.	расч.
Опыт								
1(10)	+1	–1	–1	+1	+1/3	+1/3	0,45	0,43
2(11)	+1	–1	+1	–1	+1/3	+1/3	0,95	0,97
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1,35	1,35
4(13)	+1	+1	–1	–1	+1/3	+1/3	0,75	0,81
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	–2/3	1,20	1,18
6(15)	+1	–1	0	0	+1/3	–2/3	0,80	0,85
7(16)	+1	0	+1	0	–2/3	+1/3	1,20	1,19
8(17)	+1	0	–1	0	–2/3	+1/3	0,65	0,65
9(18)	+1	0	0	0	–2/3	–2/3	1,00	1,02

Табл. 4. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума износостойкости покрытий из механически легированных порошков системы Fe–Al–C₁₇H₃₅COOH

Параметр	Результат статистической обработки								
	b ₀ '	b ₀	b ₁	b ₂	b ₁₂	b ₁₁	b ₂₂	Δb ₀ '	Δb ₀
I _{отн}	0,88	1,01	0,33	0,26	0,09	–0,13	–0,06	±0,023	±0,1

Продолжение табл. 4

Параметр	Результат статистической обработки								
	Δb _i	Δb _{ij}	Δb _{ii}	S _y ²	S _{ад} ²	f ₁	f ₂	F _{0,05} ^{расч}	F _{0,05} ^{табл}
I _{отн}	±0,03	±0,04	±0,06	0,0026	0,0024	9	3	1,0	3,9

Табл. 5. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума износостойкости покрытий из механически легированных порошков системы Fe–Al–Fe₂O₃–C₁₇H₃₅COOH

Параметр	Результат статистической обработки								
	b ₀ '	b ₀	b ₁	b ₂	b ₁₂	b ₁₁	b ₂₂	Δb ₀ '	Δb ₀
I _{отн}	0,93	1,02	0,19	0,27	0,01	–0,03	–0,10	±0,03	±0,11

Продолжение табл. 5

Параметр	Результат статистической обработки								
	Δb _i	Δb _{ij}	Δb _{ii}	S _y ²	S _{ад} ²	f ₁	f ₂	F _{0,05} ^{расч}	F _{0,05} ^{табл}
I _{отн}	±0,03	±0,04	±0,06	0,0030	0,0021	9	5	0,7	5,2

Графическая интерпретация полученных моделей представлена на рис. 7.

Анализ полученных результатов показывает, что в исследованном интервале изменения факторов наибольшую износостойкость имеют покрытия из механически легированных порошков, полученных из шихты с максимальным содержанием легирующих компонентов. Дополнительно проведенные исследования показали, что дальнейшее увеличение их содержания создает технологические проблемы как на стадии получения порошка, так и при нанесении покрытий.

Согласно результатам сравнительных испытаний покрытия из разработанных порошков двух систем имеют примерно одинаковую твердость, зна-

чение которой на HV60...110 превышает твердость покрытия из ПН85Ю15. Износостойкость покрытий из механически легированной композиции, полученной из шихты второй системы, в 1,1...1,2 раза выше, чем первой, и в 1,3...1,4 раза превосходит по этому показателю покрытия из ПН85Ю15.

Выводы

1. Реакционное механическое легирование является перспективным способом получения наноструктурных композиционных дисперсно-упрочненных порошков на основе системы «железо – алюминий» для плазменных защитных покрытий.

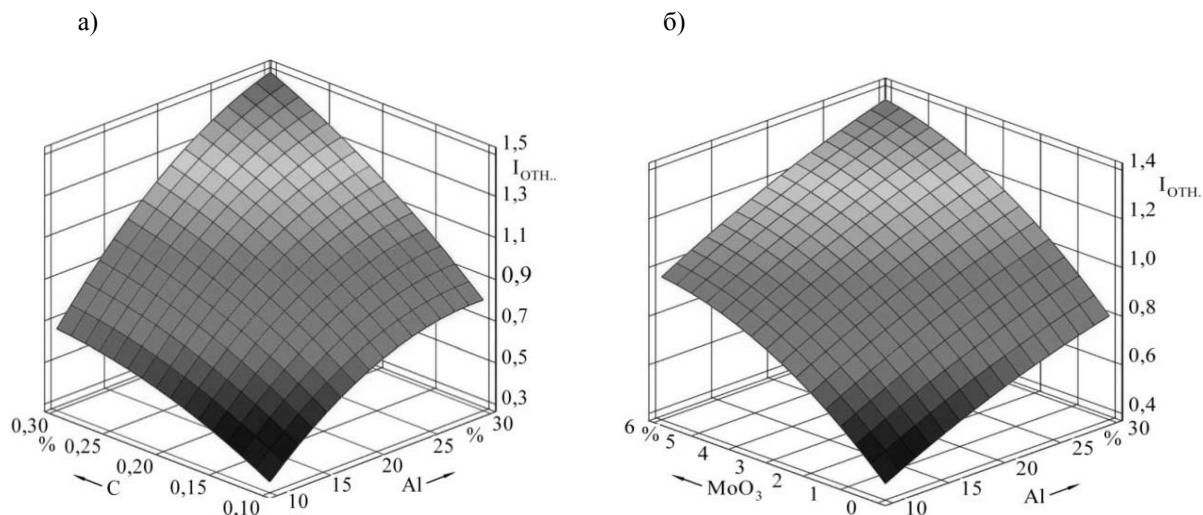


Рис. 7. Зависимость относительной износостойкости покрытий из механически легированных композиций систем Fe-Al-C₁₇H₃₅COOH (а) и Fe-Al-Fe₂O₃-0,3 % C₁₇H₃₅COOH (б) от содержания легирующих компонентов в исходной шихте

Для реализации процесса эффективен механореактор вибрационного типа; оптимальными условиями обработки порошковых композиций этой системы являются: ускорение рабочих тел – 135 м·с⁻², заполнение помольной камеры шарами – 75 %, соотношение объемов шаров и шихты – 12, продолжительность – 8 ч; в качестве легирующих добавок в исходную шихту перспективны стеариновая кислота C₁₇H₃₅COOH и оксид железа Fe₂O₃.

2. Обработка шихты в механореакторе сопровождается механически активируемыми структурными и фазовыми превращениями, которые приводят к формированию гомогенных по химическому составу термодинамически неравновесных композиционных порошков осколочной формы со средним размером частиц 40...100 мкм, обладающих высокой текучестью; основа их представляет собой мартенсит α-Fe (C, Al) с микро-размерными включениями исходных компонентов – алюминия и оксида железа Fe₂O₃ и наноразмерных механически синтезированных, в ряде случаев, рентгеноаморфных упрочняющих фаз –

оксидов, карбидов и алюминидов.

3. Механически легированные порошки имеют комплексное упрочнение, включающее твердорастворное, дисперсионное и дисперсное, что определяет их высокую твердость, находящуюся в пределах HV600...650 и сохраняющуюся при нагреве до температур, превышающих 0,7T_{пл}.

4. Отжиг механически легированных порошков активирует превращения, приближая их фазовый состав к равновесному, но не достигая его. Длительное термическое воздействие при температурах до 1100 °C не изменяет тип структуры и характер упрочнения механически легированных порошков. Плазменные покрытия в значительной мере наследуют фазовый состав и структуру механически легированных композиционных порошков.

5. В исследованном интервале изменения факторов, определяющих состав композиции: Al – 10...30 %, C₁₇H₃₅COOH – 0,1...0,3 %, Fe₂O₃ – 0...8 %, наибольшую износостойкость имеют покрытия из механически легированных порошков, полученных из шихты с мак-

симальным содержанием легирующих компонентов; дальнейшее увеличение их концентрации создает технологические проблемы как на стадии получения порошка, так и при нанесении покрытий.

6. Покрытия из разработанных порошков систем Fe – 30 % Al – 0,3 % C₁₇H₃₅COOH и Fe – 30 % Al – 8 % Fe₂O₃ – 0,3 % C₁₇H₃₅COOH имеют при-

мерно одинаковую твердость, значение которой на HV60...110 превышает твердость покрытия из ПН85Ю15; износостойкость покрытий из механически легированного порошка, полученного из шихты второй системы, в 1,1...1,2 раза выше, чем первой, и в 1,3...1,4 раза превосходит по этому показателю покрытия из ПН85Ю15.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кипарисов, С. С. Порошковая металлургия / С. С. Кипарисов, Г. А. Либензон. – М. : Металлургия, 1980. – 495 с.
2. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения : справочник / И. М. Федорченко [и др.]. – Киев : Наукова думка, 1985. – 624 с.
3. Портной, К. И. Дисперсно-упрочненные материалы / К. И. Портной, Б. Н. Бабиц. – М. : Металлургия, 1974. – 200 с.
4. Ловшенко, Г. Ф. Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
5. Intermetallic Compounds – Principles and Practice / J. H. Westbrook [etc.] // Hardcover. – 2001. – Vol. 3, №12. – 1086 p.
6. Jabłońska, M. Structures and phases transitions of the alloys on the bases of Fe-Al intermetallic phases / M. Jabłońska, A. Jasik, A. Hanc // Archives of Materials Science and Engineering. – 2008. – Vol. 29, Issue 1. – P. 16–19.
7. Structural, mechanical and magnetic properties of nanostructured FeAl alloys during disordering and thermal recovery / X. Amils [etc.] // NanoStructured Materials. – 1999. – Vol. 11, № 6. – P. 689–695.
8. Hardening and softening of FeAl during milling and annealing / X. Amils [etc.] // Intermetallics. – 2000. – № 8. – P. 805–813.
9. Mecanoactivated SHS of FeAl-Based Nanocomposite Powders / T. L. Talako [etc.] // International Journal of Self-Propagating High-Temperature Synthesis. – 2009. – Vol. 18, № 2. – P. 125–132.
10. Totemeier, T. C. Residual Stresses in High-Velocity Oxy-Fuel Metallic Coatings / T. C. Totemeier, R. N. Wright, W. D. Swank // Metallurgical and materials transactions A. – 2004. – Vol. 35 A. – P. 1807–1814.
11. Витязь, П. А. Механически легированные сплавы на основе алюминия и меди / П. А. Витязь, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Минск : Беларус. навука, 1998. – 351 с.
12. ASM Handbook / Hugh Baker [etc.] // ASM International. – 1992. – Vol. 3. – P. 501.
13. Síntesis y caracterización de aleaciones Fe-Co, Fe-Al obtenidas por aleación mecánica / G. González [etc.] // Revista Latinoamericana de Metalurgia y Materiales. – 1999. – Vol. 19. – P. 17–24.
14. Structural transformation of Al-Fe alloys analysed by neutron diffraction and Mössbauer spectroscopy / S. Enzo [etc.] // Journal of Materials Science. – 2004. – Vol. 39, № 20. – P. 6333–6339.
15. Microstructural and kinetic aspects of the transformations induced in a FeAl alloy by ball-milling and thermal treatments / S. Gialanella [etc.] // Acta Materialia. – 1998. – Vol. 46, № 9. – P. 3305–3316.
16. Point defect structure and Fe hyperfine parameters of Fe-Al powders doped with Ni, Cu and Cr additions / A. Hanc [etc.] // Chemistry of Metals and Alloys I. – 2008. – Vol. 1. – P. 128–132.
17. Mössbauer and structure studies on metallic powders from Fe-Al-X (X = Ni, Cu, Cr) / A. Hanc [etc.] // Archives of Materials Science and Engineering. – 2008. – Vol. 31, Issue 1. – P. 21–24.
18. Electron microscopy and x-ray diffraction characterization of FeAl – BN nanocomposites produced by mechanical alloying / G. Rosas [etc.] // Acta Microscopica. – 2010. – Vol. 19, № 3. – P. 285–290.
19. Characterization of High-Temperature Abrasive Wear of Cold-Sprayed FeAl Intermetallic Compound Coating / Li Chang-Jiu [etc.] // Journal of Thermal Spray Technology. – 2011. – Vol. 20 (1–2). – P. 227–233.
20. Катылов, А. В. Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Катылов, В. А. Любартович. – Л. : Химия, 1990. – 240 с. : ил.

21. **Кудинов, В. В.** Нанесение плазмой тугоплавких покрытий / В. В. Кудинов, В. М. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981. – 192 с. : ил.
22. Газотермические покрытия из порошковых материалов / Ю. С. Борисов [и др.]. – Киев : Навукова думка, 1987. – 544 с.

LIST OF LITERATURE

1. **Kiparisov, S. S.** Powder metallurgy / S. S. Kiparisov, G. A. Libenzon. – M. : Metallurgiya, 1980. – 495 p.
2. Powder metallurgy. Materials, technology, properties, application: handbook / I. M. Fedorchenko [etc.]. – Kiev : Navukova dumka, 1985. – 624 p.
3. **Portnoi, K. I.** Dispersion strengthened materials / K. I. Portnoi, B. N. Babich. – M. : Metallurgy, 1974. – 200 p.
4. **Lovshenko, G. F.** Nano-structured mechanically alloyed metal-based materials: monograph / G. F. Lovshenko, F. G. Lovshenko, B. B. Khina ; ed. by DSc, prof. F. G. Lovshenko. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2008. – 679 p. : il.
5. Intermetallic Compounds – Principles and Practice / J. H. Westbrook [etc.] // Hardcover. – 2001. – Vol. 3, №12. – 1086 p.
6. **Jablońska, M.** Structures and phases transitions of the alloys on the bases of Fe–Al intermetallic phases / M. Jablońska, A. Jasik, A. Hanc // Archives of Materials Science and Engineering. – 2008. – Vol. 29, Issue 1. – P. 16–19.
7. Structural, mechanical and magnetic properties of nanostructured FeAl alloys during disordering and thermal recovery / X. Amils [etc.] // NanoStructured Materials. – 1999. – Vol. 11, № 6. – P. 689–695.
8. Hardening and softening of FeAl during milling and annealing / X. Amils [etc.] // Intermetallics. – 2000. – № 8. – P. 805–813.
9. Mecanoactivated SHS of FeAl–Based Nanocomposite Powders / T. L. Talako [etc.] // International Journal of Self-Propagating High-Temperature Synthesis. – 2009. – Vol. 18, № 2. – P.125–132.
10. **Totemeier, T. C.** Residual Stresses in High-Velocity Oxy-Fuel Metallic Coatings / T. C. Totemeier, R. N. Wright, W. D. Swank // Metallurgical and materials transactions A. – 2004. – Vol. 35 A. – P. 1807–1814.
11. **Vityaz, P. A.** Mechanically alloyed Al-Co-based alloys / P. A. Vityaz, F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko // Belarusian science. – 1998. – 351 p.
12. ASM Handbook / Hugh Baker [etc.] // ASM International . – 1992. – Vol. 3. – 501 p.
13. Síntesis y caracterización de aleaciones Fe–Co, Fe–Al obtenidas por aleación mecánica / G. González [etc.] // Revista Latinoamericana de Metalurgia y Materiales. – 1999. – Vol. 19. – P. 17–24.
14. Structural transformation of Al–Fe alloys analyzed by neutron diffraction and Mössbauer spectroscopy / S. Enzo [etc.] // Journal of Materials Science. – 2004. – Vol. 39, № 20. – P. 6333–6339.
15. Microstructural and kinetic aspects of the transformations induced in a FeAl alloy by ball-milling and thermal treatments / S. Gialanella [etc.] // Acta Materialia. – 1998. – Vol. 46, № 9. – P. 3305–3316.
16. Point defect structure and Fe hyperfine parameters of Fe–Al powders doped with Ni, Cu and Cr additions / A. Hanc [etc.] // Chemistry of Metals and Alloys 1. – 2008. – Vol. 1. – P. 128–132.
17. Mössbauer and structure studies on metallic powders from Fe–Al–X (X = Ni, Cu, Cr) / A. Hanc [etc.] // Archives of Materials Science and Engineering. – 2008. – Vol. 31, Issue 1. – P. 21–24.
18. Electron microscopy and x-ray diffraction characterization of FeAl–BN nanocomposites produced by mechanical alloying / G. Rosas [etc.] // Acta Microscopica. – 2010. – Vol. 19, № 3. – P. 285–290.
19. Characterization of High-Temperature Abrasive Wear of Cold-Sprayed FeAl Intermetallic Compound Coating / Li Chang-Jiu [etc.] // Journal of Thermal Spray Technology. – 2011. – Vol. 20 (1–2). – P. 227–233.
20. **Katalymov, A. V.** Metering of loose and tough materials / A. V. Katalymov, V. A. Lubartovich. – L. : Khimiya, 1990. – 240 p. : il.
21. **Kudinov, V. V.** Application of high-melting coatings by plasma / V. V. Kudinov, V. M. Ivanov. – M. : Mashinostroenie, 1981. – 192 p. : il.
22. Gas-thermal coatings from powder materials / Y. S. Borisov [etc.]. – Kiev : Scientific thought, 1987. – 544 p.

Статья сдана в редакцию 29 ноября 2011 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Алексей Сергеевич Федосенко, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-46-96-34.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-21-26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Alexei Sergeyevich Fedosenko, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-46-96-34.

УДК 625.8

Д. Ю. Макацария, Е. Г. Дегтярева

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОМПЛЕКТОВ МАШИН ДЛЯ РЕМОНТА ПОКРЫТИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

UDC 625.8

D. Y. Makatsariya, E. G. Degtyareva

DETERMINATION OF OPTIMAL SETS OF MACHINES FOR HIGHWAY PAVEMENT REPAIR

Аннотация

В статье рассматривается текущее состояние автомобильных дорог Республики Беларусь. Предлагаются современные технологии и комплекты машин, предназначенные для ремонта дорожного покрытия. Приводится сравнительный анализ, направленный на определение границ областей применения комплектов машин, по результатам которого находятся рациональные области их использования для проведения ремонта участка автомобильной дороги Р-71 Могилев–Славгород.

Ключевые слова:

ремонт, автомобильная дорога, регенерация, дефект, комплект машин.

Abstract

This article considers the current state of motor roads in Belarus. Modern technologies and sets of machines for road pavement repairs are given. The comparative analysis for determining the boundary conditions of using the sets of machines is presented, the results of which allow finding efficient areas of their usage in repairing the section of P-71 Mogilev–Slavgorod highway.

Key words:

repair, highway, regeneration, defect, set of machines, road building.

Автомобильные дороги являются национальным достоянием каждого государства. В Республике Беларусь, которая расположена в центре Европы, они занимают особое место, т. к. дороги связывают запад с востоком, а север – с югом. Построить хорошую автодорогу невозможно без применения технологий, отвечающих современным требованиям, и правильной организации дорожно-строительных работ. Долгосрочная эксплуатация автомобильных дорог является необходимым условием общей эффективности дорожного строительства.

К сожалению, многие белорусские дороги нуждаются в ремонте. Однако применяемые технологии ремонта покрытий не всегда отвечают требованиям

эффективности и экономичности. Как следствие, увеличивается количество участков автомобильных дорог, на которых превышены межремонтные сроки, а их эксплуатация все равно продолжается, при этом возникают так называемые недоремонты [1]. Кроме того, стоимость дорожно-строительных и ремонтных материалов постоянно растет. В связи с этим нужно применять современные экономически выгодные технологии ремонта асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог.

С течением времени под воздействием погодных факторов, транспортных нагрузок происходит развитие разрушений покрытия – появление сдвигов и волн, выбоин, проломов, сеток трещин,

выкрашивания, колейности. В процессе эксплуатации автомобильных дорог на их поверхности возникают дефекты, влияющие на безопасность дорожного движения [2]. Для устранения каждого

типа дефектов необходимо правильно выбирать технологию ремонта покрытия и комплект машин. Основные типы дефектов представлены на рис. 1.

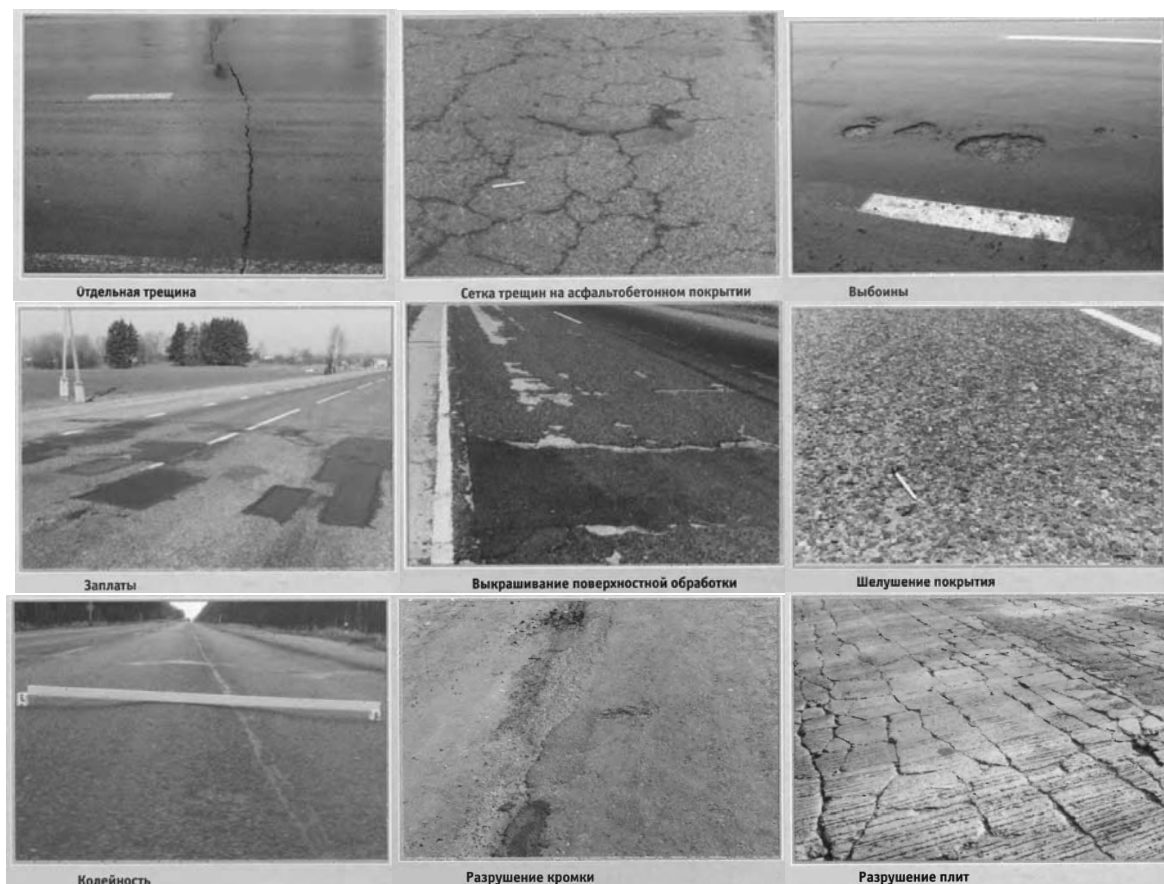


Рис. 1. Основные типы дефектов

В настоящее время существуют различные комплекты машин, позволяющие устранять данные дефекты и устраивать новое дорожное покрытие, причем используется как существующий материал, так и новые дорожно-строительные и ремонтные материалы. Традиционно для выполнения данных работ применяют технологию и комплект машин, предназначенный для строительства дорожного покрытия. Машины, используемые в данном комплекте, имеются во многих организациях дорожной отрасли. В качестве ведущей машины комплекта выступает ас-

фальтоукладчик, который укладывает сначала выравнивающий слой, а затем новое дорожное покрытие. Выравнивающий слой предназначен для устранения дефектов существующего покрытия и подготовки основы для последующих слоев. При этом традиционные асфальтоукладчики вынуждены выполнять несколько проходов для укладки различных слоев дорожной одежды, что увеличивает продолжительность выполнения работ. Только новые асфальтоукладчики, работающие по технологии «горячий на горячий», позволяют выполнять все операции за один рабо-

чий проход [4].

Кроме традиционных технологий, в нашей стране начинают применять и технологии регенерации, включающие операции фрезерования – снятия асфальтобетона существующего дорожного покрытия. При этом проблема утилизации старого асфальтобетона в Республике Беларусь стоит достаточно остро. Объем старого асфальтобетона, подлежащего захоронению в крупных городах, составляет от 15000 до 20000 т ежегодно, что равносильно вывозу на свалку стройматериалов на сумму до 500 млн р. в год. Опыт утилизации старого асфальтобетона в промышленно развитых странах показывает, что применение асфальтогранулята, полученного в дробильных установках, при изготовлении, например, новых асфальтобетонных смесей дает существенный экономический эффект. Так, по данным Союза изготовителей асфальтобетона Германии, применено из 15 млн т асфальтогранулята 12 млн т, т. е. 80 %, можно использовать для изготовления нового асфальтобетона. При этом производство новой асфальтобетонной смеси несколько снизилось.

В процессе производственной эксплуатации СДМ выполняют заданные объемы работ на конкретном объекте. В зависимости от заданного вида работ, материалов и качества получаемого продукта необходимо выбирать соответствующий технологический процесс. В настоящее время существует множество различных технологий при строительстве и ремонте автомобильных дорог. Среди них необходимо выделять энергосберегающие и материалосберегающие технологии. Эти технологии уже апробированы и хорошо зарекомендовали себя в странах Западной Европы и США.

Оптимизация состава новой асфальтобетонной смеси при регенерации асфальтобетона в США осуществляется двумя различными методами восстановления дорожного асфальтобетонного покрытия с использованием материала

ремонтируемого покрытия: с повторным использованием материалов покрытия в стационарной смесительной установке (Recycling in plant) и с повторным использованием покрытия непосредственно на месте (Recycling in place).

Выбор того или иного метода связан с качеством старого материала и экономической целесообразностью. Первый метод применяется при неудовлетворительном качестве материала асфальтобетонного покрытия для использования его на месте и необходимости удаления большого количества материала вследствие значительных разрушений покрытия большой толщины. Такой метод относительно независим от погодных условий. Основной операцией метода является фрезерование с целью удаления дефектного слоя покрытия. Этот процесс имеет ряд недостатков: потери материала или нарушение стабильности в слое износа и выравнивающем слое, а также нарушение геометрии покрытия. При этом производится оздоровительный ремонт по устранению колеиности, клиновое фрезерование для обеспечения водоудаления, профильное фрезерование для коррекции поперечных уклонов или вмятин в слое износа.

Фрезерование может осуществляться как с предварительным разогревом поверхности (горячее фрезерование), так и без него (холодное фрезерование). При нагреве поверхности дорожного покрытия достигается снижение когезионных и адгезионных сил сцепления в асфальтобетонном покрытии и создаются благоприятные условия для процесса фрезерования. При горячем фрезеровании происходят ограниченные изменения параметров смеси по сравнению с ее первоначальным состоянием.

Холодное фрезерование осуществляется путем механического воздействия без нагрева поверхности дорожного покрытия. Вызываемые при этом спосо-

бе изменения смеси ограничиваются в основном раздроблением зерна и, таким образом, изменением гранулометрического состава.

Метод ремонта с повторным использованием материалов покрытия непосредственно на дороге (второй метод) исключает необходимость транспортировки смеси к месту ее переработки и обратно, ее складирование и содержание и создает минимальное ограничение при движении транспорта по ремонтному участку. При этом методе материал ремонтируемого покрытия используется полностью.

Метод ремонта асфальтобетона на дороге холодным способом заключается в холодном фрезеровании дефектного слоя покрытия; загрузке удаленного материала в передвижной смеситель, обеспечивающий добавку необходимых компонентов; в разогреве и перемешивании загруженных материалов; в выгрузке готового материала в приемный бункер асфальтоукладчика и укладке им нового слоя из регенерированной асфальтобетонной смеси.

В процессе производства работ перед эксплуатирующей организацией возникает проблема, связанная с необходимостью выбора рационального комплекта машин [3] в зависимости от условий эксплуатации строительных и дорожных машин (СДМ), наработки машины с начала эксплуатации, способа проведения работ на объекте и т. д.

Определяя необходимые комплекты машин, придерживаются увеличения производительности СДМ, снижения стоимости выполняемых работ, возможности повторного использования и экономии материалов. Рассматривая данные вопросы в комплексе, можно определить условия применения комплектов машин [4].

Для осуществления регенерации на заводе в комплект машин необходимо включить дорожную фрезу. Ведущей машиной данного комплекта является асфальтоукладчик, а уплотнение осуще-

ствляется традиционным способом с использованием катков. При этом для транспортировки сфрезерованного материала на АБЗ необходимо использовать дополнительный автотранспорт при снижении количества транспорта, оборудованного тентами для доставки асфальтобетонной смеси к месту проведения работ.

Условия применения комплектов определяются равенством удельных приведенных затрат при их использовании по назначению. Минимальное значение этих затрат является определяющим фактором использования комплекта на участке. С учетом выполнения объема работ по всем участкам определяется загрузка комплекта в сезоне.

Для рационального формирования комплектов машин необходима информация о количестве участков, на которых запланированы работы по восстановлению работоспособности дороги, о стоимости тонны приготовленной асфальтобетонной смеси и толщине слоя ее укладки. Данная информация используется применительно ко всем участкам. Следующим этапом является выбор машин и формирование комплектов, предназначенных для восстановления работоспособности автомобильных дорог различными способами.

По каждому комплекту определяется объем производимых работ, время работы комплекта на участке и количество расходуемого материала и энергоресурсов. Каждый из сформированных комплектов будет использовать различное количество материалов и энергетических ресурсов для ремонта автомобильной дороги, которые влияют на стоимость восстановительных работ. Вся полученная информация сохраняется и используется для расчета количества сэкономленных ресурсов при восстановлении работоспособности данного участка. На основе информации о работе всех комплектов по всем участкам формируются рекомендации по их использованию, а также определяются

степень загрузки за сезон и стоимость использования рационального комплекта в сезоне.

Реализация методики определения потребного количества асфальтобетонной смеси и формирование комплектов машин для восстановления работоспособности автомобильных дорог предусматривает определение экономии материалов и энергоресурсов, а также суммарной стоимости выполнения работ при эксплуатации рационального комплекта на протяжении рассматриваемого временного интервала.

Методика определения рациональной области использования комплектов машин должна отражать затраты на проведение механизированных работ и затраты на материал, приведенные к единице полезно выполняемой работы [4, 5].

$$\frac{\sum_{j=1}^{T_1} \sum_{i=1}^{N_1} C_{ji} + \sum_{c=1}^{D_1} C_c}{V_1} = \frac{\sum_{j=1}^{T_2} \sum_{i=1}^{N_2} C_{ji} + \sum_{c=1}^{D_2} C_c}{V_2}, \quad (1)$$

где C_{ji} – затраты, связанные с использованием i -й машины j -го типа, р.; C_c – затраты на материал c -го типа, р.; V_1, V_2 – объемы работ, выполняемые каждым из сравниваемых комплектов машин, единица работы; T_1, T_2 – количество типов машин, входящих в каждый из комплектов; N_1, N_2 – количество машин одного типа в каждом из комплектов; D_1, D_2 – количество типов материалов, используемых каждым из комплектов машин.

Возможность применения различных комплектов машин рассматривалась на участке автомобильной дороги Р-71 Могилев–Славгород 11,55...17,20 км. Данная дорога находится в Могилевском районе Могилевской области, проходит по г. Могилеву, д. Зимница, а также землям УКАП «Фирма Вейно», Могилевского лесхоза. Здесь предусмотрен капитальный ремонт дорожного покрытия, который можно осуществлять различными комплектами машин.

Район проведения капитального ремонта входит в I дорожно-климатический район Республики Беларусь. Автомобильная дорога республиканского назначения относится к III категории.

На данном участке наблюдаются выбоины, заплаты, залитые и незалитые трещины, разрушение кромок покрытия, колея, выпотевание битума, выкрашивание, шелушение. Для эффективного устранения таких дефектов необходимо использовать современные технологии ремонта, основанные на регенерации дорожного покрытия. Эти технологии позволяют повторно использовать материал старого покрытия дороги. Применяемая при этом техника является многофункциональной, что позволяет быстро и качественно произвести работы по ремонту дорожного покрытия.

Для проведения ремонтных работ использовались следующие машины: дорожные фрезы Wirtgen W2000 – для снятия существующего дорожного покрытия, автосамосвалы МА3-5516 – для транспортировки дорожно-строительных и ремонтных материалов, асфальтоукладчик Титан-423 – для укладки асфальтобетонной смеси, катки ДУ-47 и ДУ-98 – для уплотнения дорожного покрытия.

В соответствии с технологиями производства ремонтных работ можно сформировать несколько различных комплектов машин. Комплект машин для реализации традиционной технологии (традиционный комплект) будет включать ведущую машину-асфальтоукладчик Титан-423 и комплектующую технику – автосамосвалы МА3-5516 и катки ДУ-47 и ДУ-98. Комплект машин для реализации технологии регенерации (комплект для регенерации) будет включать ведущую машину – асфальтоукладчик Титан-423 и комплектующую технику – дорожные фрезы Wirtgen W2000, автосамосвалы МА3-5516 и катки ДУ-47 и ДУ-98.

Включение в комплект для реге-

нерации дорожных фрез приведет к изменению стоимости комплекта машин и общей стоимости выполняемых работ. При этом необходимо учитывать увеличение эксплуатационных затрат, с одной стороны, и стоимость сэкономленных дорожно-строительных и ремонтных материалов – с другой. Для организации производства работ уже на начальном этапе важно принять обоснованное решение по использованию оптимального комплекта машин.

Воспользуемся приведенной выше методикой для определения рациональных областей использования сравниваемых комплектов машин. Рациональные области использования традиционного комплекта машин и комплекта машин для регенерации можно определить из выражения

$$\frac{C_{ук} + C_T^{тт} + C_{уп} + C_M^{тт}}{V^{тт}} = \frac{C_{ф} + C_T^{рнз} + C_{ук} + C_{уп} + C_M^{рнз}}{V^{рнз}}, \quad (2)$$

где $C_{ук}$ – затраты на укладку асфальтобетонной смеси, р.; $C_{ф}$ – затраты на фрезерование, р.; $C_T^{тт}$, $C_T^{рнз}$ – затраты на транспортировку при традиционной технологии и регенерации на заводе, р.; $C_{уп}$ – затраты на уплотнение, р.; $C_M^{тт}$, $C_M^{рнз}$ – затраты на материалы при традиционной технологии и регенерации на заводе, р.; $V^{тт}$, $V^{рнз}$ – объемы работ, выполняемые при традиционной технологии и регенерации на заводе, т.

Особое внимание при формировании комплектов машин необходимо уделить количеству используемых дорожных фрез, которое учитывается при определении затрат на фрезерование:

$$C_{ф} = \frac{C_{мч}^{\phi}}{\Pi_{ф}} \cdot V_{ф} \cdot N_{ф}, \quad (3)$$

где $C_{мч}^{\phi}$ – себестоимость машиночаса дорожной фрезы, р./маш.-ч; $\Pi_{ф}$ – произ-

водительность дорожной фрезы, м³/маш.-ч; $V_{ф}$ – объем работ, выполняемый фрезой, м³; $N_{ф}$ – количество фрез.

Количество фрез в комплекте будет определяться с учетом производительности асфальтоукладчика и ограничиваться ее максимальным значением. При этом сформированный комплект машин может включать от 1 до 3 дорожных фрез. Аналогичным образом определяются все оставшиеся виды затрат.

При определении оптимального комплекта машин для ремонта участка автомобильной дороги Могилев–Славгород рассчитаны величины объемов и затрат на выполнение всех видов работ, а также затраты на материалы и их транспортировку. Однако в условиях постоянного изменения стоимости дорожно-строительных и ремонтных материалов, а также затрат на использование современных машин и оборудования достаточно сложно оценить складывающуюся обстановку и увидеть перспективу. Возникает необходимость графического представления полученных результатов, которое можно получить, используя методику (2). Возьмем в качестве переменной части затраты на фрезерование, которые зависят от себестоимости машиночаса дорожной фрезы $C_{мч}^{\phi}$ и количества фрез $N_{ф}$, а в качестве искомых результатов – затраты на материалы, которые будут находиться в зависимости от стоимости тонны асфальтобетонной смеси $C_{абс}$. Для проведения расчетов рассмотрим диапазон изменения себестоимости машиночаса дорожной фрезы от 100 тыс. до 1100 тыс. р. при условии использования до трех фрез в комплекте. Таким образом, получим границы рациональных областей использования традиционного комплекта и комплекта для регенерации по изменению стоимости асфальтобетонной смеси (табл. 1). Все расчеты произведены в ценах 2010 г.

Табл. 1. Границы рациональных областей использования комплектов машин

Количество фрез	Себестоимость машиночаса фрезы, тыс. р.					
	100	300	500	700	900	1100
	Стоимость тонны асфальтобетонной смеси, р.					
1	15332	27751	40169	52588	65006	77425
2	21541	46378	71216	96053	120890	145727
3	27751	65006	102262	139518	176773	214029

Если по оси абсцисс отложить себестоимость машиночаса дорожной фрезы $C_{мч}$, по оси ординат – стоимость асфальтобетонной смеси $C_{абс}$, а линиями обозначить рассматриваемое количество

фрез в комплекте, то можно графически отразить рациональные области использования сравниваемых комплектов машин (рис. 2).

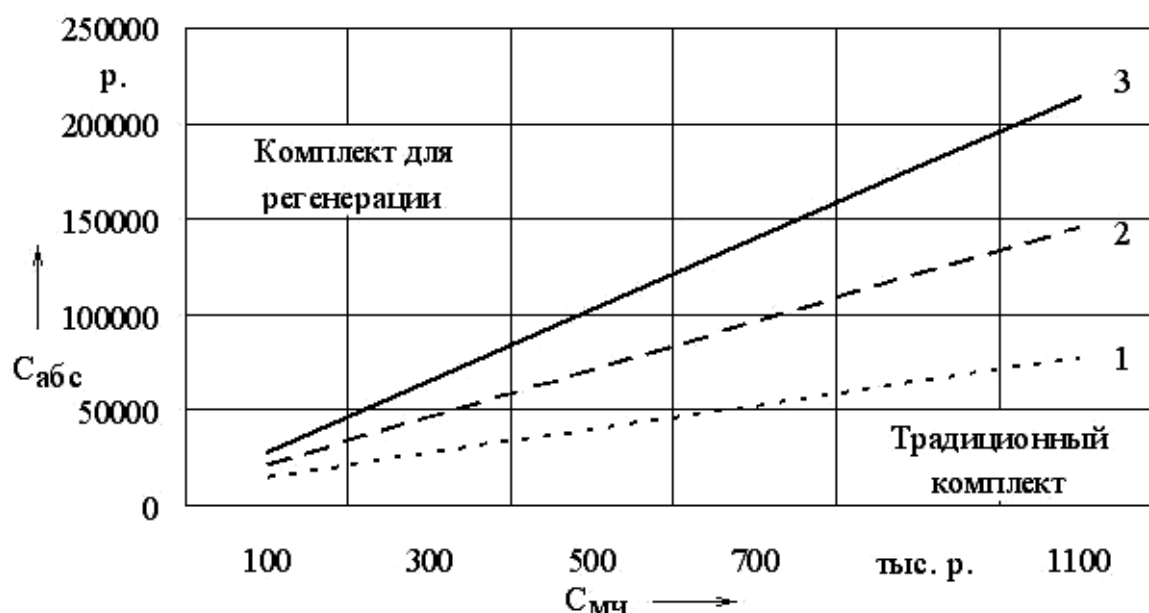


Рис. 2. Рациональные области использования комплектов машин: 1...3 – количество фрез в комплекте

Линии границ разделяют пространство на области. Так, область, которая ограничивается сверху линиями границ, является рациональной для использования традиционного комплекта машин, а область, которая ограничивается снизу линиями границ, – рациональной для применения комплекта для регенерации. Это связано с тем, что при использовании комплектов машин для регенерации повторно используются и экономятся дорожно-строительные и

ремонтные материалы, а при использовании традиционного комплекта этого не происходит. Области, которые ограничиваются и сверху, и снизу линиями границ, будут рациональными для комплекта для регенерации только в том случае, если количество фрез, используемое в нем, не превышает значения, обозначенного на нижней границе, в противном случае данные области будут являться рациональными для традиционного комплекта.

Анализируя рациональные области использования сравниваемых комплектов машин, можно сделать вывод, что если себестоимость машиночаса дорожной фрезы не превышает 800 тыс. р., а стоимость тонны асфальтобетонной смеси более 150 тыс. р., то оптимальным для проведения ремонтных работ на участке автомобильной дороги Могилев–Славгород будет являться комплект для регенерации с использованием двух дорожных фрез Wirtgen W2000.

Для определения перспектив использования данного комплекта необходимо проанализировать динамику

рассматриваемых параметров. Из рисунка видно, что с ростом стоимости дорожно-строительных и ремонтных материалов расширяется рациональная область использования комплекта для регенерации, а при увеличении затрат на фрезерование расширяется рациональная область использования традиционного комплекта. При этом, если темпы роста стоимости асфальтобетонной смеси будут превышать темпы роста себестоимости машиночаса дорожной фрезы, комплект для регенерации будет оставаться оптимальным и в рассматриваемой перспективе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с.
2. **Леонович, И. И.** Диагностика автомобильных дорог : учеб. пособие / И. И. Леонович, С. В. Богданович, И. В. Нестерович. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. – 350 с.
3. **Кудрявцев, Е. М.** Комплексная механизация строительства / Е. М. Кудрявцев. – М. : Ассоциация строительных вузов, 2005. – 424 с.
4. **Максименко, А. Н.** Обоснование выбора комплекта машин для внедрения новых технологий при строительстве и ремонте асфальтобетонного покрытия / А. Н. Максименко, Е. А. Косенко, Д. Ю. Макацария // Строительная наука и техника. – 2011. – № 6 (39). – С. 70–74.
5. Определение граничных условий использования комплектов машин при восстановлении работоспособности асфальтобетонных покрытий / А. Н. Максименко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 16–25.

LIST OF LITERATURE

1. **Maksimenko, A. N.** Running of construction and road-building machinery : tutorial / A. N. Maksimenko – SPb. : BXV-Petersburg, 2006. – 400 p.
2. **Leonovich, I. I.** Diagnostics of highways : tutorial / I. I. Leonovich, S. V. Bogdanovich, I. V. Nesterovich. – Minsk : Novoe znanie; M. : INFRA-M, 2011. – 350 p.
3. **Kudryavtsev, E. M.** Complex mechanization of construction industry / E. M. Kudryavtsev. – M. : Construction HEIs Association Press, 2005. – 424 p.
4. **Maksimenko, A. N.** Justification of machine set selection for introducing new technologies in construction and repair of asphalt-concrete pavement / A. N. Maksimenko, E. A. Kosenko, D. Y. Makatsariya // Construction science and engineering. – 2011. – № 6 (39). – P. 70–74.
5. Determination of boundary conditions of application of machinery sets in restoring the operating capacity of asphalt-concrete pavements / A. N. Maksimenko [etc.] // Herald of Belarus.-Rus. Un-ty. – 2008. – № 2. – P. 16–25.

Статья сдана в редакцию 12 января 2012 года

Денис Юрьевич Макацария, канд. техн. наук, Могилевский высший колледж МВД Республики Беларусь. Тел.: +375-297-40-85-72. E-mail: dexteru@mail.ru.

Елена Геннадьевна Дегтярева, студентка, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-60-35-12.

Denis Yuryevich Makatsariya, PhD, Mogilev Higher College of MVD of the Republic of Belarus. Tel.: +375-297-40-85-72. E-mail: dexteru@mail.ru.

Elena Gennadyevna Degtyareva, undergraduate, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-60-35-12.

УДК 621.833

А. Н. Максименко, А. М. Даньков, Б. М. Моргалик, Т. Ю. Орлова, Е. А. Косенко

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ИМПУЛЬСНЫМ СПОСОБОМ

UDC 621.833

A. N. Maksimenko, A. M. Dankov, B. M. Morgalik, T. Y. Orlova, Y. A. Kosenko

INCREASING THE ACCURACY OF ASSESSING THE OPERATING CAPACITY OF MECHANICAL TRANSMISSIONS BY USING THE IMPULSE METHOD

Аннотация

Рассматриваются вопросы повышения точности оценки работоспособности механических трансмиссий импульсным способом за счет исключения деформаций ее элементов при тестовом воздействии. Определяются минимальное и максимальное значения импульсов, соответствующих началу раскрытия и закрытия боковых зазоров зубчатых и шлицевых сопряжений механических трансмиссий. Предложен алгоритм определения остаточного ресурса механической трансмиссии по текущим значениям суммарного углового зазора. В соответствии с предложенным алгоритмом планируются технические воздействия для исключения отказов механической трансмиссии строительных машин на объекте.

Ключевые слова:

алгоритм, деформация, диагностика, износ, работоспособность, ресурс, точность, трансмиссия.

Abstract

The paper considers increasing the accuracy of assessing the operating capacity of mechanical transmissions by using the impulse technique due to eliminating the deformation of their elements in the process of testing. Minimum and maximum values of impulses corresponding to the beginning of opening and closing of backlashes of gear and spline couplings of mechanical transmissions are determined. The algorithm of determining the residual resource of mechanical transmission according to current values of total angular backlash is suggested. Engineering solutions are planned in accordance with the suggested algorithm to eliminate failures of mechanical transmissions of construction machines on the construction site.

Key words:

algorithm, deformation, diagnostics, wear, operating capacity, resource, accuracy, transmission.

Введение

Наиболее распространенными в сборочных единицах механических трансмиссий являются зубчатые, шлицевые, карданные и подшипниковые сопряжения. Износ их приводит к увеличению суммарного бокового зазора в механических силовых передачах. Предельные значения износа трансмиссионных сопряжений увеличивают интенсивность износа в 6...15 раз [1], что приводит к отказу трансмиссий. Для исключения эксплуатации объекта в период прогрессирующего износа

ГОСТом [2] предусматривается его диагностирование по суммарному угловому зазору. В настоящее время, как правило, его определяют приборами КИ-4832 и КИ-13909.

С целью снижения трудоемкости оценки работоспособности объекта, а также с целью повышения степени автоматизации процесса постановки диагноза предложен импульсный способ [3] определения суммарного углового зазора. При реализации упомянутого импульсного способа важно исключить деформацию элементов сборочных еди-

ниц при определении суммарного углового зазора, что обеспечит необходимую точность его измерения и определения остаточного ресурса сборочных единиц механической трансмиссии.

Обоснование этапов тестового воздействия при определении суммарного углового зазора механической трансмиссии

Задачу исключения деформации элементов сборочных единиц можно решить, используя современные вычислительные средства, определяя изменения угловых ускорений трансмиссионных элементов, знаков ускорений и разности отношений частот вращения входного и выходного трансмиссионных элементов при тестовом воздейст-

вии. Определение интервала отсчета импульсов раскрытия и закрытия зубчатых сопряжений при тестовом воздействии осуществляется на основе результатов, полученных при проведении экспериментов с использованием объектов диагностирования на стенде и тракторе МТЗ-1221, где разные углы упругой деформации (закручивания) элементов трансмиссии.

При определении суммарного углового зазора на девятой передаче МТЗ-1221 (рис. 1) в результате тестового воздействия на графике наблюдается изменение количества опорных импульсов на один выходной при раскрытии и закрытии бокового зазора. Процесс тестового воздействия при проведении экспериментов осуществляется в шесть этапов.

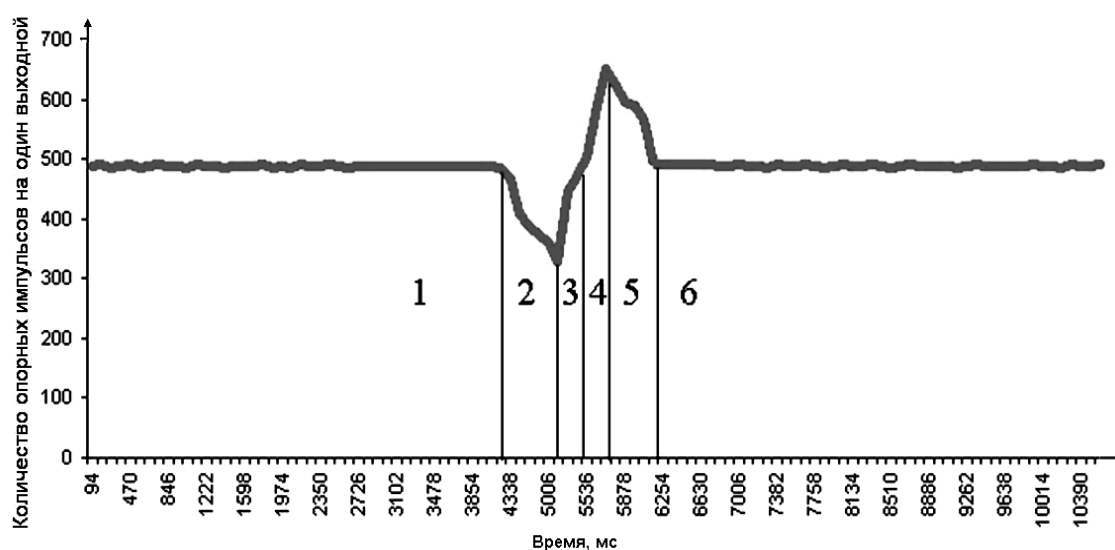


Рис. 1. Процесс раскрытия и закрытия зазоров в цепи трансмиссии МТЗ-1221 (9-я передача)

На этапах 1 и 6 наблюдается установившийся режим работы системы при постоянном отношении скоростей $\omega_{вх}$ входного звена (маховика) и выходного звена (конечного зубчатого колеса кинематической цепи) $\omega_{вых}$, т. е. $\omega_{вх}/\omega_{вых} = \text{const}$.

На этапе 2 реализуется тестовое воздействие на систему путем резкого снижения частоты вращения входного

звена. За счет действующих сил инерции системы происходит раскручивание кинематической цепи трансмиссии. Второй этап характеризуется более высокой интенсивностью снижения частоты вращения входного звена $\omega_{вх}$ и более низкой интенсивностью снижения частоты вращения выходного звена $\omega_{вых}$. Отношение этих частот является функцией времени $f(t)$ при отрицательном

значении ее производной $f'(t_2) < 0$ (нижний цифровой индекс соответствует номеру этапа).

На этапе 3 происходит раскрытие зубчатого сопряжения (завершился этап раскручивания цепи трансмиссии) и раскрытие зазора, когда ведомое зубчатое колесо является ведущим, т. е. ведущее зубчатое колесо опережает ведомое за счет раскрытия зазора. Производная функции на этом этапе $f'(t_3) > 0$, а разность отношений частот меньше нуля, т. е. $\omega_{\text{вх}3} / \omega_{\text{вых}3} - \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} < 0$.

На этапе 4 происходит процесс закрытия зазора зубчатого зацепления в обратном направлении при увеличении частоты вращения входного звена и его ведущей роли. В этом случае производная функции и отношения частот больше нуля: $f'(t_4) > 0$, $\omega_{\text{вх}4} / \omega_{\text{вых}4} - \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} > 0$.

На этапе 5 происходит закручивание цепи трансмиссии при ведущей роли входного звена до равенства отношений частот: $\omega_{\text{вх}5} / \omega_{\text{вых}5} = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}}$, т. е. происходит переход системы в стационарный режим (этап 6). В точках перегиба (режимы 2–3 и 4–5), в соответствии с рисунком, значение $f'(t) = 0$, что позволяет зафиксировать момент раскрытия зубчатого сопряжения и момент его закрытия.

Количество импульсов высокочастотного опорного сигнала в каждом последующем импульсе выходного сигнала выявит наличие импульса, ширина которого будет существенно отличаться от остальных, поскольку будет характеризовать момент начала выборки бокового зазора в зубчатом зацеплении. Момент завершения выборки бокового зазора будет характеризоваться количеством импульсов высокочастотного опорного сигнала, которое соответствует количеству импульсов высокочастотного опорного сигнала в выходном импульсе до тестового воздействия (см. рис. 1, завершение этапа 3). Согласно проведенным исследованиям третий этап начинается (после этапа раскручивания кинематической цепи трансмиссии) при

отсутствии упругой деформации элементов трансмиссии, т. к. нагрузки на них равны нулю.

Закрытие зазора в обратную сторону будет характеризоваться ростом количества импульсов высокочастотного опорного сигнала в выходном импульсе на этапе 4 (см. рис. 1), достигая максимального значения в момент закрытия зазора.

Расчет величины суммарного углового зазора φ , рад, на этапах 3 и 4 осуществляется согласно выражению

$$\varphi = \pi \int_{t_2}^{t_4} (\omega_{\text{вых}} \cdot u - \omega_{\text{вх}}) \cdot dt, \quad (1)$$

где $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного звена; $\omega_{\text{вх}}$ – угловая скорость входного звена; u – передаточное число; dt – отрезок времени расчета бокового зазора на этапах 3 и 4; π – постоянная, $\pi = 3,14$.

Угловую скорость входного или выходного звена $\omega_{(t)}$, рад/с, можно выразить через количество импульсов по формуле

$$\omega_{(t)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_u}{z \cdot k \cdot t}, \quad (2)$$

где n_u – количество импульсов за рассматриваемый период времени t ; z – количество зубьев рассматриваемого элемента; k – количество датчиков, установленных над зубьями одного элемента; t – рассматриваемый период времени, с.

С учетом (2) суммарный угловой зазор $\varphi_{(t)}$, рад, можно определить выражением

$$\varphi_{(t)} = \pi \int_{t_2}^{t_4} \left(\frac{n_{\text{увых}}}{z_{\text{вых}} \cdot k \cdot t} \cdot u - \frac{n_{\text{увх}}}{z_{\text{вх}} \cdot k \cdot t} \right) \cdot dt. \quad (3)$$

Упрощенный вариант определения суммарного углового зазора по изменению количества опорных импульсов на один выходной $\varphi_{(t)}$, рад, можно представить выражением

$$\varphi_{(t)} = \frac{\pi(P_{t \max} - P_{t \min})}{z_{ex} \cdot u}, \quad (4)$$

где P_t – функция изменений количества опорных импульсов на один выходной

при тестовом воздействии, $P_t = \frac{n_{ex} \cdot u}{n_{вых}}$.

Для определения суммарного углового зазора по формуле (3) важно определить интервал интегрирования от начала раскрытия сопряжения зубчатого зацепления (t_2 – начало третьего этапа) до его закрытия (t_4 – окончание четвертого этапа). Эти точки можно также определить по минимальному значению отношения $n_{увх} \cdot u / n_{увых}$ на втором этапе и соответственно максимальному – на четвертом.

Значение суммарного углового зазора φ в тестовом режиме определяется по разности координат поворота входного и выходного звена с учетом передаточного числа на отрезке времени переходного процесса по формуле (3).

Стабильность результатов тестового воздействия зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя на этапе начала снижения подачи топлива. При определении суммарного углового зазора на 9-й передаче МТЗ-1221 она была равна 220 рад/с (35 с⁻¹). Для других передач рациональная частота тестового воздействия находилась в пределах 157...220 рад/с (25...35 с⁻¹). Методика выбора рациональной частоты тестового воздействия для определения суммарного углового зазора приведена ранее [5].

Алгоритм реализации импульсного способа при определении остаточного ресурса по текущим значениям суммарного углового зазора

Практическая реализация импульсного способа определения суммарного углового зазора была проведена на тормозном стенде с дизельным двигателем Д-50 с коробкой передач от автомобиля ГАЗ-52 и на тракторе МТЗ-1221 с двигателем Д-260.2 по разработанной экспе-

риментальной факторной модели. На тормозном стенде качественное изменение количества опорных импульсов на один выходной аналогично изменению их на тракторе МТЗ-1221 при различной продолжительности этапов тестового воздействия (рис. 2). С увеличением количества элементов механической трансмиссии растет суммарный угловой зазор, что подтверждается результатами экспериментальных исследований (см. рис. 1 и 2). С увеличением нагрузки возрастает разница во времени на втором и третьем этапах и может превышать количество времени, определяющее суммарный угловой зазор. Поэтому при тестовом воздействии важно обеспечить интервал времени определения углового зазора от начала его раскрытия (t_2) до закрытия (t_4).

В этом случае исключается упругая деформация элементов сборочных единиц механической трансмиссии и обеспечивается высокая точность определяемого суммарного углового зазора. Угол упругой деформации (закручивания) механической трансмиссии зависит от степени ее нагруженности и может даже превышать суммарный угловой зазор. Так, этот угол закручивания трансмиссии трактора МТЗ-1221 на 9-й передаче по результатам испытаний (см. рис. 1) в 2 раза превышает суммарный угловой зазор φ , а на тормозном стенде (см. рис. 2) он соответственно соизмерим с суммарным угловым зазором при максимальном тормозном моменте.

Повышение точности определения суммарного углового зазора обеспечивает безотказную работу механической трансмиссии на объекте и планирование поддержания и восстановления ее работоспособности во время проведения технических обслуживаний. Для решения этой задачи необходимо выполнять условие $H_{ост} \geq T_{пл} + \delta$, когда остаточный ресурс $H_{ост}$ превышает или равен сумме периодичности проведения технического обслуживания $T_{пл}$ и планируемой ошибки δ , выраженных в моточасах.

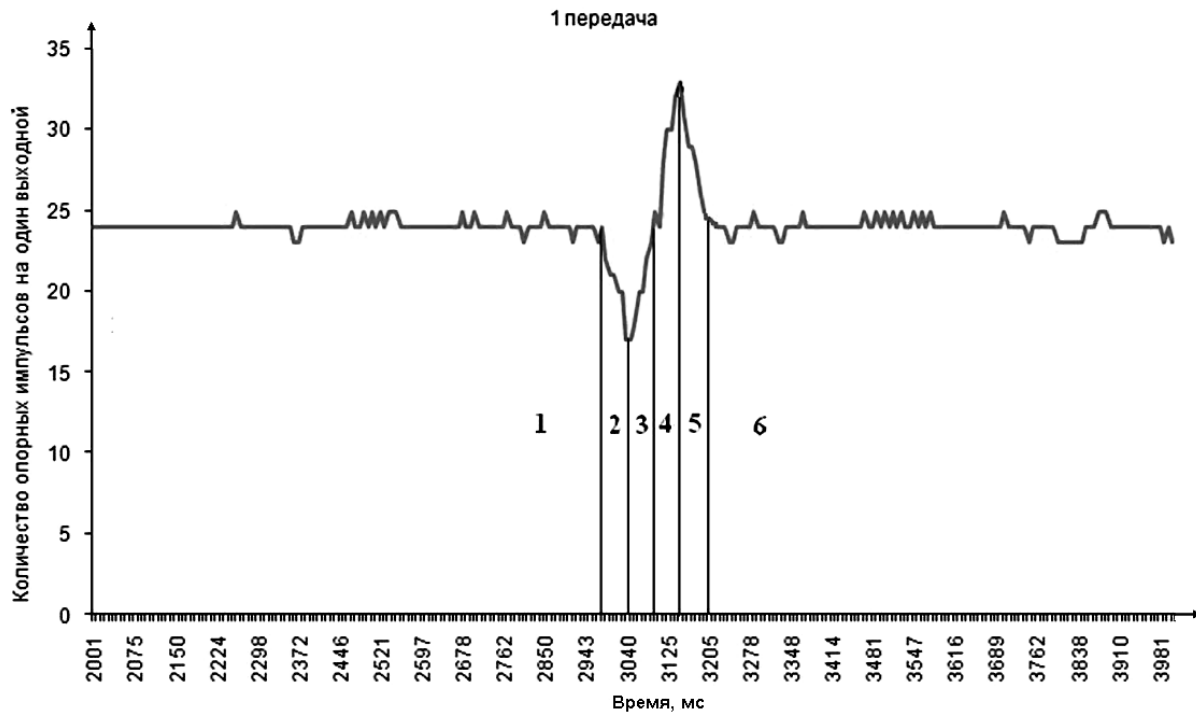


Рис. 2. Результаты испытаний трансмиссии на стенде

По интенсивности изменения текущих значений суммарного углового зазора φ и наличия данных по его номинальным $\varphi_{ном}$ и предельным $\varphi_{пред}$ значениям определяется остаточный ресурс $H_{ост}$ механической трансмиссии по формуле

$$H_{ост} = H_i \cdot \left(\frac{\Delta\varphi_{пред}^{1/\alpha}}{\Delta\varphi_i^{1/\alpha}} - 1 \right), \quad (5)$$

где H_i — текущее значение наработки с начала эксплуатации до i -го тестового воздействия, моточас; $\Delta\varphi_{пред}$ — предельное отклонение суммарного углового зазора, $\Delta\varphi_{пред} = \varphi_{пред} - \varphi_{ном}$; $\Delta\varphi_i$ — текущее отклонение суммарного углового зазора, $\Delta\varphi_i = \varphi_i - \varphi_{ном}$; α — показатель интенсивности изменения контролируемых параметров, определяемых по методике, приведенной в [6, 7].

Для оценки работоспособности механических трансмиссий импульсным способом предложен алгоритм (рис. 3), который позволяет с заданной точностью исключить отказы машины на объекте. Применение вычислительной техники и учет текущих значений суммарного углового зазора при плановых технических обслуживаниях позволяют определять техническое состояние сборочных единиц механической трансмиссии на этапе эксплуатации жизненного цикла машины и обеспечивать планирование и организацию поддержания и восстановления их работоспособности с исключением отказов машины на объекте. Выявление неисправностей и их устранение, а также прогнозирование работоспособности механической трансмиссии (на примере трактора МТЗ-1221) приведено в табл. 1.

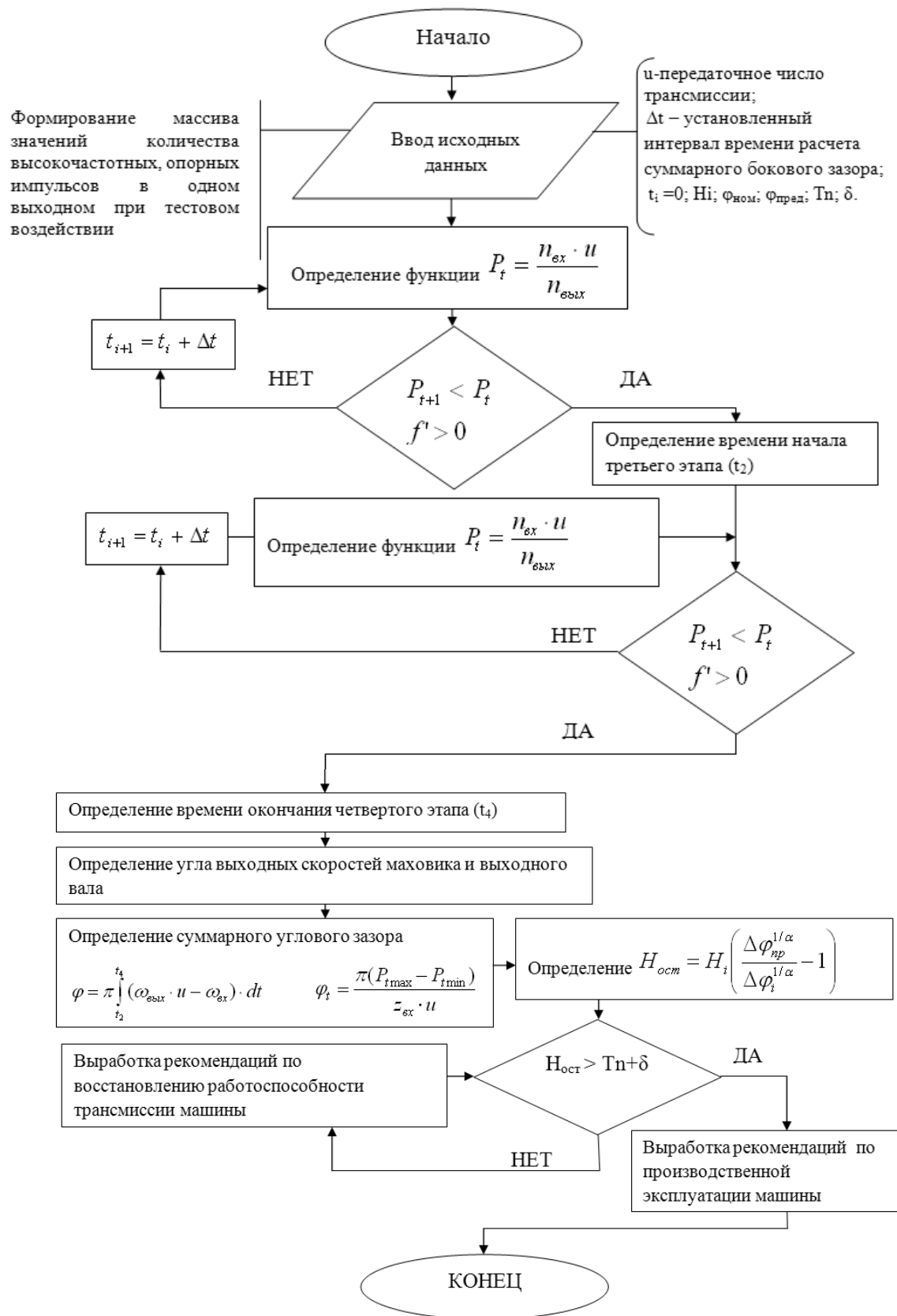


Рис. 3. Алгоритм оценки работоспособности машины по текущим значениям суммарного углового зазора механической трансмиссии

Табл. 1. Рекомендации по выявлению неисправностей механической трансмиссии, их устранению и дальнейшей эксплуатации МТЗ-1221 при использовании импульсного способа

Режим работы ДВС	Диагностические параметры и характер их изменения	Сборочные единицы, анализ состояния, причины неисправности и операции по их выявлению	Рекомендации по устранению неисправности и дальнейшей эксплуатации машины
Сцепление			
Номинальная частота вращения КВ ДВС	$P_t > P_H$ (постоянно)	Отсутствует свободный ход педали привода сцепления	Отрегулировать свободный ход педали и повторно провести проверку
		Изношены накладки ведомого диска	Заменить накладки новыми
Коробка передач, главная передача, ходоуменьшитель			
Номинальная частота вращения КВ ДВС	При $P_t = P_H$ с постоянным промежутком времени t $P_t > P_H$	Дефект зубчатого зацепления. Переключением передач выявить СЕ с дефектным зубом	Провести замену колеса (шестерни) с дефектным зубом
При $P_t = P_H$ резко снижается подача топлива	$P_t > P_H, \varphi_t \geq \varphi_{пр}$	Износ боковых поверхностей зубчатых и шлицевых сопряжений. Переключением передач выявить СЕ с предельным значением суммарного углового зазора	Провести замену изношенных сопряжений с контролем технического состояния СЕ трансмиссии машины
При $P_t = P_H$ резко снижается подача топлива	$P_t > P_H, \varphi_t < \varphi_{пр}$	Износ боковых поверхностей зубчатых и шлицевых сопряжений ниже предельных значений	Определить остаточный ресурс трансмиссии: при $H_{ост} < T_H + \delta$ производится ремонт СЕ трансмиссии; при $H_{ост} \geq T_H + \delta$ машина эксплуатируется до следующего технического обслуживания

Для выявления и устранения неисправностей сборочных единиц (СЕ) механической трансмиссии рассматриваются четыре режима работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и используются два диагностических параметра (количество опорных импульсов на один выходной P_t за рассматриваемый промежуток времени t и характер его отличия от номинального значения P_H , а также суммарный угловой зазор φ_t и характер его отличия от номинального значения φ_H).

Неисправность сцепления оценивается постоянным превышением диаг-

ностического параметра P_t по сравнению с номинальным значением P_H при номинальной частоте вращения коленчатого вала (КВ) ДВС. Если при этой частоте КВ ДВС наблюдаются отклонения P_t от P_H через постоянные промежутки времени, то это указывает на дефект в зубчатом зацеплении в одной из СЕ трансмиссии. Локализацию неисправностей СЕ можно провести переключением передач. При наличии дефекта зуба в главной передаче наблюдается отклонение P_t от P_H с постоянным промежутком времени на всех передачах, а в коробке передач и ходоумень-

шителе он проявляется при включении соответствующей передачи. Степень износа боковой поверхности и прогнозирование работоспособности зубчатых и шлицевых сопряжений можно определить резким снижением подачи топлива при $P_t = P_H$. При тестовом воздействии P_t отклоняется от P_H (см. рис. 1 и 2), что позволяет с помощью алгоритма (см. рис. 3) определить суммарный угловой зазор, сравнить с его предельным значением и выдать рекомендации о целесообразности ремонта СЕ трансмиссии или продолжать эксплуатировать машину. Реализация алгоритма позволит определить работоспособность механической трансмиссии по суммарному угловому зазору, а предложенные рекомендации (см. табл. 1) соответственно выявить неисправную сборочную единицу, отремонтировать ее при плановом техническом обслуживании и

обеспечить безотказную работу машины на объекте.

Заключение

1. Для обеспечения заданной точности оценки работоспособности механической трансмиссии необходимо исключить время, связанное с упругой деформацией ее элементов (этапы 2 и 5) при тестовом воздействии.

2. Оценку работоспособности механической трансмиссии машины по текущим значениям суммарного углового зазора можно выполнить с использованием предложенного алгоритма (см. рис. 3).

3. Реализация предложенного алгоритма позволяет исключить эксплуатацию машины при значении суммарного углового зазора механической трансмиссии, превышающем предельное.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин : учебник / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с. : ил.
2. **ГОСТ 25044-81.** Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 9 с.
3. **Пат. 9279 Респ. Беларусь, МПК 7 C 1 G 01 M 13 / 02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20040773 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.06.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6. – 5 с.
4. **Кудрявцев, Л. Д.** Курс математического анализа : в 3 т. / Л. Д. Кудрявцев. – М. : Дрофа, 2003. – Т. 1. – 704 с.
5. Выбор режимов тестового воздействия и прогнозирование работоспособности механических трансмиссий мобильных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Механизация строительства. – 2006. – № 12. – С. 42–43.
6. **ДМД 02191.7.008-2009.** Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.
7. **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко, Г. Л. Лягушев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.
8. **Костин, А. К.** Работа дизелей в условиях эксплуатации : справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев ; под общ. ред. А. К. Костина. – Л. : Машиностроение, 1989. – 284 с. : ил.

LIST OF LITERATURE

1. **Maksimenko, A. N.** Running of construction and road-building machines: handbook / A. N. Maksimenko. – SPb. : BXV-Petersburg, 2006. – 400 p. : il.
2. **GOST 25044-81.** Diagnostics of vehicles, tractors, agricultural, construction and road-building machines. Fundamentals. – M. : Standards Publishing House, 1981. – 9 p.

3. **Pat. 9279 Rep. of Belarus, MPK 7 C 1 G 01 M 13 / 02.** The method of diagnosing of toothed engagements of mechanical transmissions / G. L. Antipenko [etc.] ; applicant Belarus.-Rus. Un-ty. – № a 20040773 ; appl. 02.07.02 ; publ. 30.06.07 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2007. – № 6. – 5 p.

4. **Kudryavtsev, L. D.** Course of mathematical analysis : in 3 v. / L. D. Kudryavtsev. – M. : Drofa, 2003. – Vol. 1. – 704 p.

5. Selection of modes of testing and forecasting operating capacity of mechanical transmissions of mobile machinery / A. N. Maksimenko [etc.] // Mechanization in construction industry. – 2006. – № 12. – P. 42–43.

6. **DMD 02191.7.008-2009.** Recommendations for improving maintenance and repair of road-building machines taking into account the expediency of using them at any stage since the beginning of their usage. – Minsk : BeldorNII, 2009. – 90 p.

7. **Maksimenko, A. N.** Diagnostics of construction, road-building and hoisting-and-conveying machines: tutorial / A. N. Maksimenko, G. L. Lyagushev. – SPb. : BXV-Petersburg, 2008. – 302 p.

8. **Kostin, A. K.** Operation of diesels under running conditions : handbook / A. K. Kostin, B. P. Pugachev, Y. Y. Kochinev ; ed. by A. K. Kostin. – L. : Mashinostroenie, 1989. – 284 p. : il.

Статья сдана в редакцию 12 декабря 2011 года

Алексей Никифорович Максименко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-63-82.

Александр Михайлович Даньков, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: amdon@yandex.ru.

Борис Маркович Моргалик, инженер-программист, Могилевское отделение БЖД. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Татьяна Юрьевна Орлова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: OrlovaTatsiana@tut.by.

Екатерина Александровна Косенко, студентка, Белорусско-Российский университет. E-mail: Lima_4@mail.ru.

Alexei Nikiforovich Maksimenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-63-82.

Alexander Mikhailovich Dankov, DSc, Associate Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: amdon@yandex.ru.

Boris Markovich Morgalik, programming engineer, Mogilev branch of the Belarusian railway. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Tatiana Yuryevna Orlova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: OrlovaTatsiana@tut.by.

Yekaterina Aleksandrovna Kosenko, undergraduate, Belarusian-Russian University. E-mail: Lima_4@mail.ru.

УДК 629.113

А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, Д. В. Иванькин

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ, АДАПТИВНОЙ К МЕХАНИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ

UDC 629.113

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim, D. V. Ivankin

EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR TESTING ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM ADAPTIVE TO THE MECHANICAL ACTUATOR

Аннотация

В статье рассматривается разработанная экспериментальная установка, предназначенная для испытания антиблокировочной системы, использующей в качестве критерия управления значения боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, и адаптивной к дисковому тормозу с механическим приводом. Экспериментальная установка позволяет провести стендовые испытания разработанной антиблокировочной системы, имитируя условия движения колеса, соответствующие реальным условиям движения, и может быть использована для испытания различных тормозных механизмов и антиблокировочных систем, а также в учебном процессе.

Ключевые слова:

алгоритм управления, источники информации, антиблокировочная система, критерий управления, боковые силы, контакт колеса с опорной поверхностью, экспериментальная установка.

Abstract

The paper considers the experimental installation designed for testing the anti-lock braking system using the values of lateral forces, generated through the contact of the wheel with the bearing surface as a control criterion and adaptive to the disk brake with the mechanical actuator. The experimental installation allows performing development tests of the devised anti-lock braking system by imitating the conditions of wheel motion corresponding to actual driving conditions and it may be used for testing different brake mechanisms and anti-lock braking systems and, also, in training.

Key words:

control algorithm, sources of information, anti-lock braking system, control criterion, lateral forces, contact of wheel with bearing surface, experimental installation.

Введение

Как известно, большинство систем управления торможением мобильных машин используют три наиболее известных принципа управления: 1 – регулирование по коэффициенту относительного скольжения контакта колеса; 2 – регулирование по максимальному использованию тангенциальной реакции колеса с опорной поверхностью; 3 – регулирование по производной от коэффициента сцепления по коэффи-

енту относительного скольжения контакта колеса (градиентный метод) [1–3, 8, 11, 14, 18]. При этом источником первичной информации является кинематический параметр вращения колеса, а исполнительным механизмом – модулятор, включенный в тормозной привод.

Главная сложность реализации алгоритмов, используемых антиблокировочной системой (АБС) двухколесных мотоциклов, связана с определением линейной скорости V_a движения остова

мотоцикла, которая чаще всего рассчитывается путем осреднения угловых скоростей колес мотоцикла. И в настоящее время эта проблема все еще остается нерешенной. Усовершенствования используемых АБС связаны именно с определением скорости поступательного движения остова мотоцикла.

При широком диапазоне изменения коэффициента сцепления обеспечить устойчивость мотоцикла, из-за не точности определения скорости остова мотоцикла, практически не представляется возможным.

Недостаток рассмотренных методов управления АБС обусловлен еще и тем, что ни проскальзывание, ни замедление колеса не несут достаточной информационной нагрузки, необходимой для определения силовых взаимосвязей в контакте колеса с дорогой [2–4, 6, 12, 13]. В современных АБС традиционно производят измерение скорости (ускорения) колеса и ее производных, а вычисление производных от кинематических параметров по времени выше первой, как известно, уже представляет собой сложную техническую задачу.

Необходимо также отметить, что формальный порядок производных от сил выше производных от кинематических параметров. Так, первая производная от силы формально эквивалентна третьей производной от кинематического параметра, а вторая производная от силы формально эквивалентна четвертой производной от обобщенной координаты и т. д.

Как видно из вышеизложенного, общими недостатками современных АБС являются сложность обработки информации, сложность конструкции, связанная с изготовлением перфоратора и используемой проводкой, невозможность получения линейной характеристики датчика. Наиболее серьезный недостаток датчиков кинематических параметров – низкая информативность, за-

ключающаяся в том, что информация не позволяет производить точные расчеты по определению силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью или косвенных параметров, например, коэффициентов сцепления колес.

Кроме того, необходимо отметить, что бортовая сеть транспортного средства является значительным источником электрических и радиопомех. Перенапряжения, возникающие в бортовой сети при работе системы зажигания, могут достигать нескольких десятков вольт обеих полярностей относительно массы. Причем эти явления усугубляются, например, при нарушениях контакта аккумуляторной батареи или при сильной разряженности. В зависимости от состояния батареи, регулятора напряжения, а также режима движения питающее напряжение колеблется в больших пределах. Все это приводит к искажению первичной информации. Более того, характеристики датчиков обладают выраженной нелинейностью в рабочем диапазоне, что оказывает существенное влияние на формирование сигналов управления. Поэтому появление систем, в которых непосредственно измеряются силовые факторы, вполне закономерно. Например, в АБС фирмы «Даймлер-Бенц АГ» [14–16] используются датчики измерения усилий в опоре тормозной колодки, установленные горизонтально между колесом и шасси транспортного средства.

Экспериментальная установка для испытания антиблокировочной системы, адаптивной к механическому приводу

Основными недостатками используемых источников первичной информации являются сложность получения информации и низкая информативность для построения эффективных алгоритмов управления движением колесных машин. Конструктивная сложность ис-

полнения перфоратора (ротора) также является одним из его недостатков.

Стремление производителей систем активной безопасности двухколесных транспортных средств повысить эффективность вынуждает искать новые источники первичной информации. Используемые источники информации систем активной безопасности стали неявным препятствием на пути становления совершенных систем автоматического управления движением двухколесных машин.

Поэтому использование параметров регулирования, дающих непосредственную информацию о коэффициенте $\varphi_{\text{сц}}$, является очевидным.

Из анализа изменений реализуемых моментов при экстренном и служебном торможении видно, что принцип формирования сигналов управления торможением может строиться на основе отрицательного знака производной тормозного момента или по максимуму тормозного момента. Принцип форми-

рования сигналов управления исполнительными механизмами тормозов на основе отрицательного знака производной, фактически реализуемого колесом момента, доказан стендовыми и натурными испытаниями устройств измерения тормозного момента. Результаты экспериментальных исследований подтверждают, что регулярная закономерность изменения тормозного момента не зависит от характера опорной поверхности.

Натурные испытания устройств измерения тормозных моментов производились по различным опорным поверхностям (асфальт, мокрый асфальт, уплотненный снежный покров, гололед) с различными скоростями начала торможения [1, 14]. Результаты показали, что при экстренном торможении четко наблюдается изменение знаков производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесами машины (рис. 1).

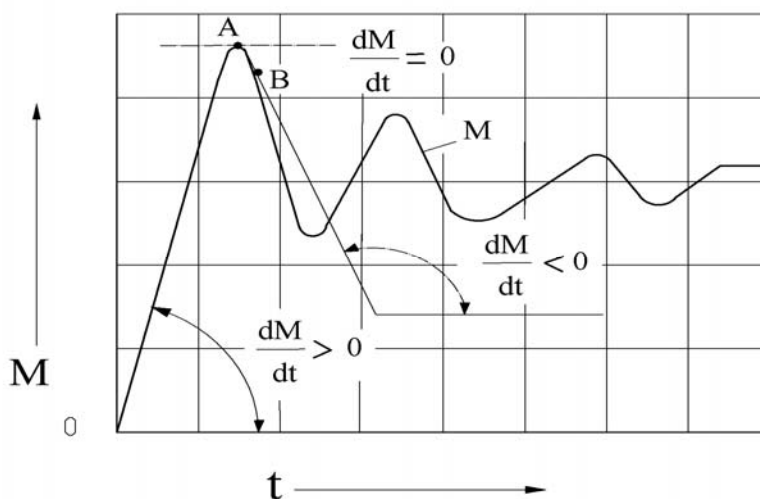


Рис. 1. Схематизированное представление изменения тормозного момента, фактически реализуемого колесом

При использовании в качестве критерия управления максимум тормозного момента необходимо вначале установить характер изменения тормозного момента

на участке АВ (см. рис. 1), т. е. должно наблюдаться уменьшение абсолютной величины производной момента на участке нарастания, и только тогда формиру-

ется сигнал управления исполнительными механизмами тормозов.

Для понимания принципа на рис. 1 дано схематизированное представление изменения знаков производных тормозных моментов при экстренном торможении.

Установление регулярной закономерности изменения знаков производной тормозного момента позволило сформулировать принцип формирования сигналов управления торможением, заключающийся в том, что критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от тормозного момента.

Таким образом, наиболее перспективным является направление, которое реализует системы управления торможением мобильных машин на основе силового регулирования. В данном случае, как отмечалось, регулирование может осуществляться либо по максимальному значению тормозного момента, либо по знаку производной. Для двухколесного транспортного средства (авторами рассматривалось именно двухколесное средство) повышение устойчивости движения и уменьшение вероятности опрокидывания являются очень важными задачами при процессе торможения [12, 17]. В связи с этим изучалась возможность использования в качестве критерия для управления антиблокировочной системой значений боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Известно, что при возникновении блокирования колеса при торможении и скольжении по опорной поверхности значения боковых сил возрастают, увеличивая риск опрокидывания двухколесного транспортного средства [5, 7, 9, 10, 17]. Были разработаны алгоритм управления антиблокировочной системой, конструкция антиблокировочной

системы двухколесного транспортного средства, использующая в качестве критерия управления значения боковых сил в контакте колеса с опорной поверхностью, создан макетный образец системы. При этом решалась другая задача – обеспечение адаптивности антиблокировочной системы, имеющей в качестве критерия управления значения боковых сил в контакте колеса с опорной поверхностью к дисковому тормозу с механическим приводом, что немаловажно, т. к. электронно-гидравлические системы управления торможением достаточно сложны и дорого стоят, поэтому сдерживается их широкое применение на мобильных машинах и, в частности, на двухколесных.

С учетом сформулированного принципа управления, основанного на анализе силовых факторов, разработана механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла (рис. 2 и 3). В основу работы антиблокировочной системы положен принцип анализа боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью.

Разработанная антиблокировочная система является адаптивной к дисковому тормозному механизму, имеющему механический привод. Она, согласно патенту ВУ № 4778 МПК В 60 Т 8 / 00, содержит несколько основных элементов: датчики боковых сил, блок контроля сигналов датчиков, блок включения силовой цепи, исполнительный элемент. Нажимное устройство тормозного механизма, являясь элементом тормоза, также входит в состав антиблокировочной системы. Взаимная интеграция нажимного устройства тормозного механизма и антиблокировочной системы обусловлена их совместной работой в процессе функционирования тормозной системы.

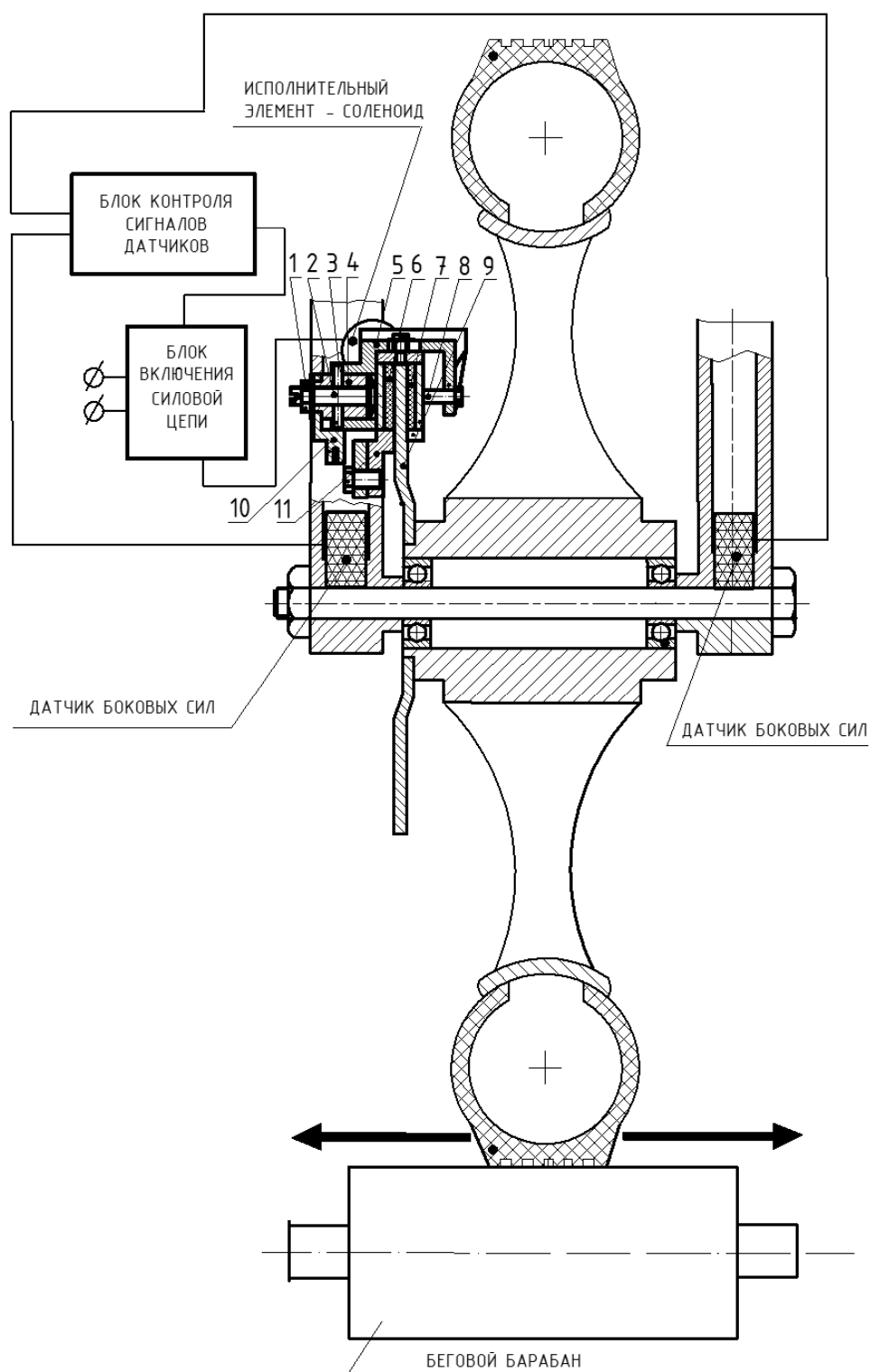


Рис. 2. Схема элементов антиблокировочной системы и экспериментальной установки для испытаний: 1 – гайка; 2 – винт; 3 – штифт; 4 – цилиндр; 5 – скоба; 6 – колодка тормозная левая; 7 – колодка тормозная правая; 8 – винт; 9 – диск тормозной; 10 – рычаг; 11 – болт



Исполнительный элемент конструктивно связан с нажимным устройством и позволяет уменьшать усилия, с которыми тормозные колодки прижимаются к тормозному диску в процессе торможения. При возникновении условий, ведущих к блокированию тормозящего колеса, исполнительный элемент уменьшает усилия прижатия тормозных колодок к тормозному диску, разблокируя тем самым тормозящее колесо и обеспечивая безюзовое торможение колеса и устойчивое движение в процессе торможения. Блок контроля сигналов от датчиков боковых сил обеспечивает срабатывание исполнительного элемента, разблокирующего тормозящее колесо, при фиксации контроллером значения боковой силы, соответствующего условиям потери устойчивости и блокирования тормозящего колеса в процессе торможения.

Работа антиблокировочной системы не требует характерных для электронно-гидравлических антиблокировочных систем гидравлических насосов, а также присущих им модулятора давления тормозной жидкости, электронного блока управления, датчиков частоты вращения колес, гидравлического привода, включающего главный тормозной цилиндр, трубопроводы и исполнительные гидравлические колесные тормозные цилиндры.

Отсутствие дорогостоящих и сложных элементов, характерных для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, позволяет говорить о разработанной антиблокировочной системе, как о надежной системе, имеющей в несколько раз меньшую стоимость по сравнению с электронно-гидравлическими антиблокировочными системами.

Стенд для испытаний антиблокировочной системы (рис. 4) представляет собой рамную конструкцию, расположенную над маховой массой. Он содержит неподвижно установленную раму. В продольной балке рамы прорезано окно, в которое проходит колесо двух-

колесного транспортного средства. В верхней части стенда располагается шарнирный узел, с помощью которого подвижная балка соединяется с неподвижной рамой.

Подвижная балка имитирует переднюю вилку мотоцикла и имеет паз для размещения колеса мотоцикла. На подвижной балке размещены опорные узлы, с помощью которых закрепляется ось колеса.

При общей сборке обращалось внимание на сохранение подвижности направляющих элементов, при этом обеспечивалась фиксация шины колеса на беговой поверхности маховой массы.

Стенд для испытания антиблокировочной системы включает маховую массу 3, установленную на опорах. Маховая масса работает от электрического привода установки 1.

Выбор режимов работы установки осуществляется с помощью пульта управления стендом 2. Колесо 4 опирается на маховую массу 3. Ось колеса 4 закреплена на кронштейне направляющем 14. С помощью нагружающего устройства 17 варьируется величина вертикальной нагрузки, приходящейся на колесо 4.

Разработанный стенд позволяет проводить испытания антиблокировочных систем, фиксируя величину тормозного момента, боковых сил и величину вертикального нагружения колеса.

Исходя из компоновочной схемы стенда для испытания антиблокировочной системы разрабатывались элементы стенда, выполняющие одновременно функции направляющих и фиксирующих элементов.

Сформулированы требования к направляющим и фиксирующим элементам стенда. Элементы должны обеспечивать свободное вращение колеса транспортного средства, возможность вертикальных перемещений колеса, установленного на испытательный стенд, возможность нагружения колеса для имитации веса, приходящегося на данное ко-

лесо транспортного средства, а также возможность для размещения антиблокировочной системы, тормозных меха-

низмов и датчиков, позволяющих получить информацию о силах, возникающих в механизмах тормозной системы.

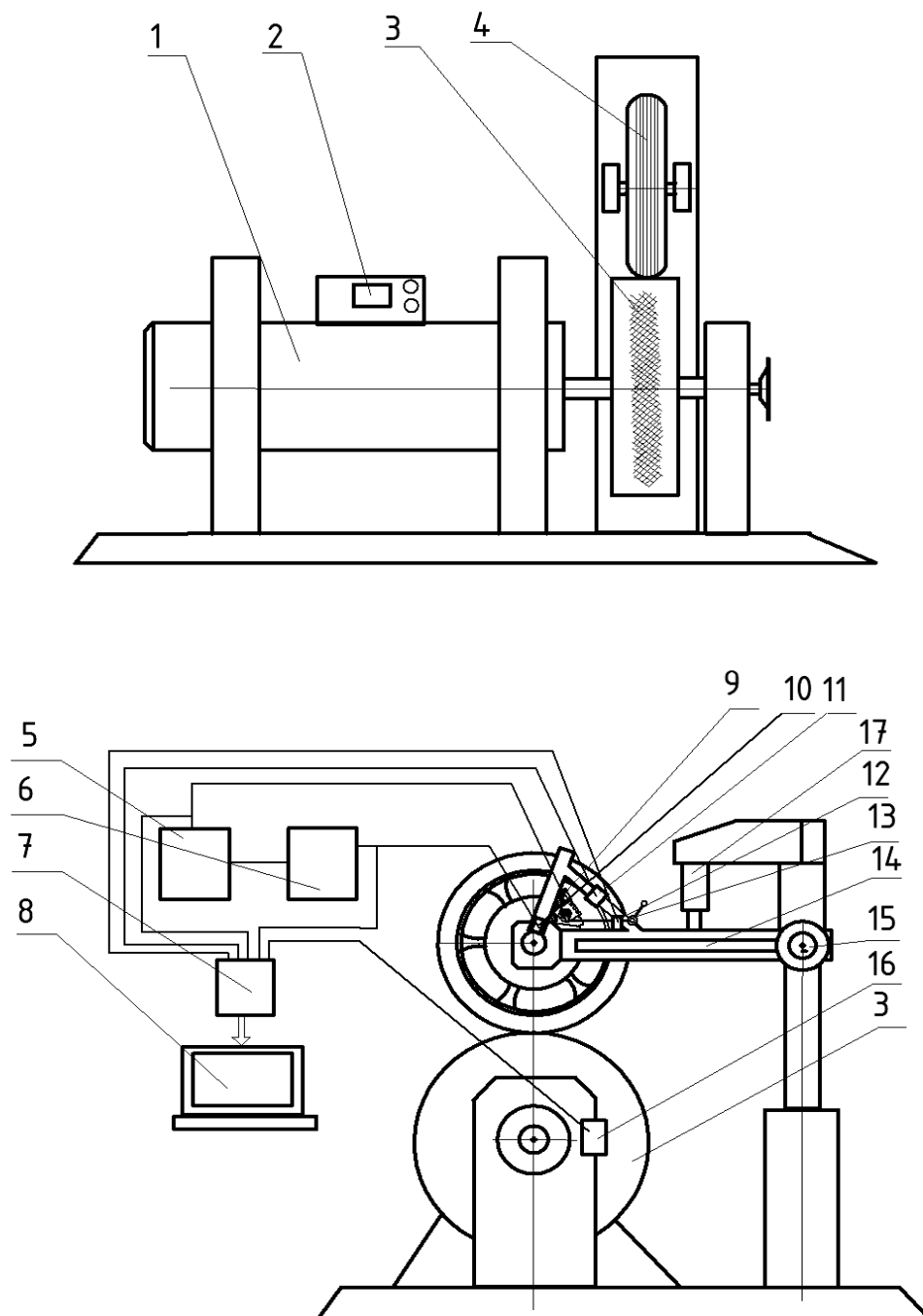


Рис. 4. Стенд для испытаний антиблокировочной системы: 1 – привод установки; 2 – пульт управления приводом; 3 – маятниковая масса; 4 – колесо; 5 – блок включения силовой цепи; 6 – блок измерения сигналов от датчиков боковых сил; 7 – блок преобразования сигналов; 8 – устройство отображения информации; 9 – исполнительный элемент; 10 – тормозная скоба; 11 – датчик величины тормозного момента; 12 – датчик усилия, приложенного к приводному рычагу; 13 – рычаг управления; 14 – кронштейн направляющий; 15 – шарнир; 16 – датчик угловой скорости; 17 – нагружающее устройство

С учетом этих требований выбиралась конструкция элементов. Таким образом, конструкция представляет собой шарнирно сочлененные балки, одна из которых является опорной. С опорной балкой шарнирно сочленена подвижная балка, на которой размещены опорные узлы, позволяющие закрепить ось колеса двухколесного транспортного средства. Опорная и подвижная балки в поперечном сечении имеют форму швеллера; опорная балка соответствует швеллеру № 20П, подвижная балка – швеллеру № 18П.

В качестве фиксирующего элемента стэнда используется шарнирный узел, соединяющий подвижную балку стэнда с неподвижной частью рамы стэнда. Фиксирующий элемент предназначен для предотвращения соскальзывания колеса, установленного на стэнд, с маховой массы стэнда. При этом фиксирующий элемент позволяет перемещаться колесу вместе с подвижной балкой в вертикальном направлении.

Подвижная балка стэнда имеет конструкцию, с помощью которой можно разместить устройство для вертикального нагружения колеса, позволяющего имитировать различную величину вертикальной нагрузки, приходящейся на колесо при реальных условиях эксплуатации. Монтаж фиксирующих элементов стэнда производится после сборки и закрепления неподвижной части рамы стэнда. При монтаже проверяется возможность свободного перемещения подвижной балки стэнда, обеспечивается минимальный люфт в узлах крепления колеса, а также минимальное смещение колеса относительно поверхности контакта колеса и маховой массы стэнда. Для обеспечения указанных требований разработана конструкция шарнирного узла стэнда. Это втулочно-пальцевая конструкция, в которой предусмотрена возможность регулирования взаимного положения входящих в нее конструктивных элементов.

Регулирование взаимного положения элементов втулочно-пальцевого уз-

ла позволяет обеспечивать фиксированное положение колеса относительно поверхности контакта с маховой массой.

Для осуществления контроля за параметрами антиблокировочной системы во время испытания в качестве датчиков силы выбраны тензодатчики МЛС. Такой тип тензодатчиков позволяет контролировать величину тормозного момента и величину прикладываемого приводного усилия. В трубах передней вилки двухколесного транспортного средства размещены измерительные устройства, с помощью которых можно получать информацию о величине боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью.

Алгоритм работы измеряющих устройств и исполнительных элементов представлен на рис. 5.

Монтаж направляющих элементов стэнда производится после согласования посадочных поверхностей шарнирного узла, подвижной балки и неподвижного элемента стэнда. Соединение последних осуществляется с помощью оси. При этом должна быть обеспечена возможность перемещения подвижной части стэнда вместе с колесом в радиальном направлении.

Помимо прочего, направляющие элементы предназначены для удержания колеса на поверхности маховой массы стэнда в заданном положении и для обеспечения свободного вращения колеса вокруг своей оси.

В ходе сборки направляющих элементов производилась проверка функционирования собранных узлов стэнда, т. е. проверялась возможность создания усилий, прижимающих колесо к беговой поверхности маховой массы, возможность вертикальных перемещений колеса и обеспечение вращения колеса без люфтовых перемещений относительно плоскости маховой массы.

Подготовка стэнда к проведению испытаний осуществляется в несколько этапов. На первом этапе проводится сборка отдельных узлов стэнда, проверяется возможность их функционирования.

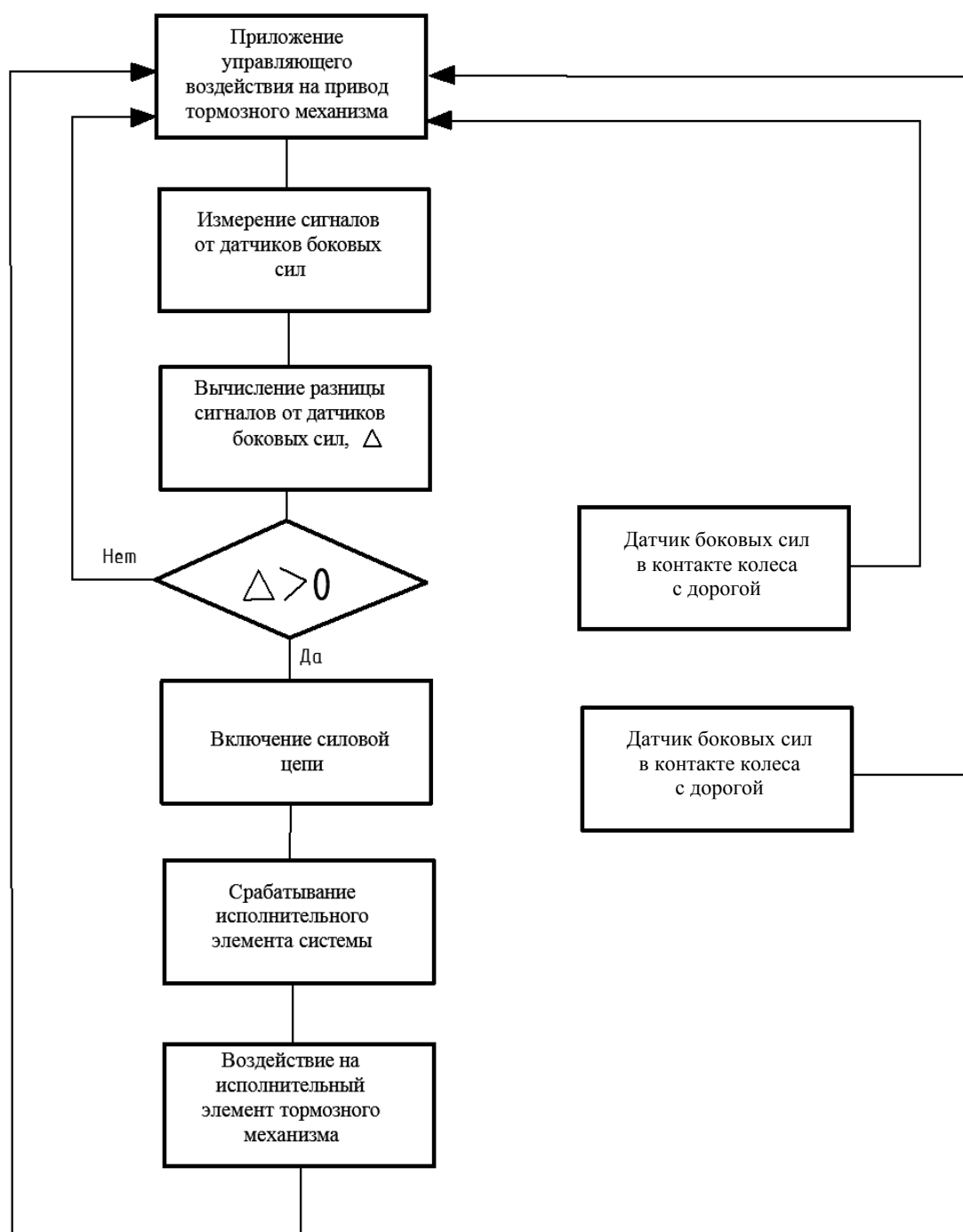


Рис. 5. Алгоритм работы измеряющих устройств и исполнительных элементов

В ходе сборки отдельных узлов испытательного стенда проводится регулировка зазоров в сопрягаемых деталях для обеспечения необходимого взаимного расположения в общей конструкции. На втором этапе подготовки стенда к испытаниям проводится общая сборка стенда, отдельные узлы размещаются на общей конструкции стенда.

При общей сборке обращается внимание на сохранение подвижности направляющих элементов, а также на обеспечение фиксации шины колеса на беговой поверхности маховой массы.

Выводы

Проведенные исследования, в ходе которых были разработаны методы проектирования систем активной безопасности мобильных машин, позволили создать систему активной безопасности двухколесного транспортного средства, в основу принципа управления которой положены закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью. Разработанная антиблокировочная система использует в качестве критерия управления значения боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью.

Кроме этого, система адаптивна к дисковому тормозу с механическим приводом. Для изучения процесса торможения двухколесного транспортного средства, оснащенного антиблокировочной системой, использующей в качестве критерия управления значения боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, разработана экспериментальная установка, позволяющая провести стендовые испытания разработанной антиблокировочной системы, адаптивной к дисковому тормозу с механическим приводом; при этом имитируются условия движения колеса в реальных условиях движения. Конструкция экспериментальной установки позволяет разместить колесо двухколесного транспортного средства, оснащенное антиблокировочной системой, а также измерительные, преобразовывающие и фиксирующие приборы, необходимые для проведения экспериментальных исследований. Экспериментальная установка может применяться для испытания различных тормозных механизмов и антиблокировочных систем, использоваться в учебном процессе для подготовки студентов, магистрантов и аспирантов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сазонов, И. С. Динамика колесных машин / И. С. Сазонов, П. А. Амельченко, В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.
2. Пат. 2299140 РФ, МКИ⁶ В 60 Т С 1. Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
3. Пат. 9589 ВУ, МПК В 60 Т 8 / 00 С 1. Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020 ; заявл. 11.08.04 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
4. Александров, М. П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М. : Машиностроение, 1965. – 550 с.
5. Алексеев, Г. Ф. О трении и износе фрикционных пар при вибрационных нагрузках / Г. Ф. Алексеев // Теоретические и прикладные задачи трения износа и смазки машин. – 1982. – № 25. – С. 8–15.
6. Бухарин, Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – М. : Машгиз, 1950. – 130 с.
7. Мамити, Г. И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов / Г. И. Мамити. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 111 с.
8. Нефедьев, Я. Н. Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм / Я. Н. Нефедьев. – М. : НИИАВТОПРОМ, 1979. – 60 с.
9. Галай, Э. И. Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 182 с.

10. **Кутков, Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутков. – М. : КолосС, 2004. – 504 с.
11. **Высоцкий, М. С.** Мехатронные системы активной безопасности мобильных машин / М. С. Высоцкий, В. Г. Бутылин, В. Г. Иванов // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и практической механике : сб. тр. – Минск, 2001. – С. 107–118.
12. **Вонг, Дж.** Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 282 с.
13. **Фрумкин, А. К.** Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов : обзорная информация / А. К. Фрумкин, А. И. Попов, И. И. Апышев. – М. : ЦНИИТЭИ-автопром, 1990. – 56 с.
14. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
15. **Forster, H.-J.** Der Fahrzeugfuhrer als Bindeglied zwischen Reifen, Fahrwerk und Fahrbahn / H.-J. Forster. – Berichte : VDI, 1991. – 916 p.
16. **Habib, M.** Lateral motion control for intelligent transport system / M. Habib, G. Auda // Proc. of AVEC Conference. – 1998. – № 9. – P. 375–381.
17. **Беляев, В. М.** Проектирование тормозных систем автомобиля. Ч. 1 : Тормозная динамика автомобиля. Тормозные механизмы / В. М. Беляев, В. Г. Иванов, Л. А. Молибошко. – Минск : БГПА, 2000. – 47 с.
18. **Пат. 1296494 Великобритания, МКИ 60 Т 8 / 00.** Antiskid braking systems / Daimler-Benz AG (ФРГ). – № 95742105 ; заявл. 01.03.70 ; опубл. 21.03.72. – 18 с. : ил.

LIST OF LITERATURE

1. **Sazonov, I. S.** Dynamics of wheeled vehicles / I. S. Sazonov, P. A. Amelchenko, V. A. Kim. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2006. – 461 p.
2. **Pat. 2299140 RF, МКИ⁶ V 60 T C 1.** Technique of controlling the road train braking / I. S. Sazonov [etc.] ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № 2005132206/11 ; appl. 18.10.05 ; publ. 20.05.07, Bul. № 14. – 5 p. : il.
3. **Pat. 9589 BY, МПК V 60 T 8 / 00 C 1.** Technique of controlling the road train braking / I. S. Sazonov [etc.] ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № 20041020 ; appl. 11.08.04 ; publ. 20.05.07, Bul. № 14. – 5 p. : il.
4. **Aleksandrov, M. R.** Braking devices in machine-building / M. R. Aleksandrov. – M. : Mashinostroenie, 1965. – 550 p.
5. **Alekseyev, G. F.** On friction and wear of friction couples under vibration loads / G. F. Alekseyev // Theoretical and applied problems of wear friction and equipment lubrication. – 1982. – № 25. – P. 8–15.
6. **Bukharin, N. A.** Braking systems of vehicles / N. A. Bukharin. – M. : Mashgiz, 1950. – 130 p.
7. **Mamiti, G. I.** Design of motor car and motorcycle brakes / G. I. Mamiti. – Minsk : Dizain PRO, 1997. – 111 p.
8. **Nefedyeu, Y. N.** Designs and characteristics of electronic antilock braking systems of foreign make / Y. N. Nefedyeu – M. : NIIAVTOPROM, 1979. – 60 p.
9. **Galai, E. I.** Increase of the efficiency of electro-pneumatic train brakes / E. I. Galai. – Gomel : BelGUT, 2002. – 182 p.
10. **Kutkov, G. M.** Tractors and automobiles. Theory and technological properties / G. M. Kutkov. – M. : KolosS, 2004. – 504 p.
11. **Vysotsky, M. S.** Mechatronic systems of active safety of mobile machinery / M. S. Vysotsky, V. G. Butylin, V. G. Ivanov // Actual problems of dynamics and strength in theoretical and applied mechanics : proc. – Minsk, 2001. – P. 107–118.
12. **Wang, J.** Theory of surface vehicles / J. Wang. – M. : Mashinostroenie, 1982. – 282 p.
13. **Frumkin, A. K.** Modern anti-lock braking and traction control systems of trucks, buses and trailers : Review information / A. K. Frumkin, A. I. Popov, I. I. Apshev. – M. : CNIITEI-avtoprom, 1990. – 56 p.
14. **Kim, V. A.** Methodology of developing adaptive systems of active safety (SAS) of vehicles based on force analysis : monograph / V. A. Kim. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2003. – 346 p.
15. **Forster, H.-J.** Der Fahrzeugfuhrer als Bindeglied zwischen Reifen, Fahrwerk und Fahrbahn / H.-J. Forster. – Berichte : VDI, 1991. – 916 p.
16. **Habib, M.** Lateral motion control for intelligent transport system / M. Habib, G. Auda // Proc. of AVEC Conference. – 1998. – № 9. – P. 375–381.

17. **Belyayev, V. M.** Design of vehicle braking systems. P. 1 : Vehicle braking dynamics. Breaking mechanisms / V. M. Belyayev, V. G. Ivanov, L. A. Moliboshko. – Minsk : BGPA, 2000. – 47 p.

18. **Pat. 1296494 Great Britain, МК I 60 Т 8 / 00.** Antiskid braking systems / Daimler-Benz AG (FRG). – № 95742105 ; appl. 01.03.70 ; publ. 21.03.72. – 18 p. : il.

Статья сдана в редакцию 13 января 2012 года

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-95-88-06. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-222-26 33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.,

Денис Владимирович Иванькин, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел. +375-222-26-33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Alexander Sergeyevich Melnikov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel. +375-296-95-88-06. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel. +375-222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Valery Andreyevich Kim, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel. +375-222-26-33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.,

Denis Vladimirovich Ivankin, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel. +375-222-26-33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

УДК 621.833.389

М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, А. Д. Бужинский, С. Н. Рогачевский

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТОРЦОВОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.833.389

M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, A. D. Buzhinski, S. N. Rogachevsky

THE METHODOLOGY OF CALCULATION OF END WORM GEAR GEOMETRIC PARAMETERS

Аннотация

Определено место червячных передач среди зубчатых передаточных механизмов. Приведен анализ конструкций червячных передач. Предложена торцовая червячная передача, состоящая из червячного колеса в виде диска с поднутренными эвольвентными зубьями и червяка, представляющего собой винт с прямобочным профилем витков. Приведена методика расчета геометрических параметров этой передачи. Выполнен опытный образец редуктора на основе торцовой червячной передачи.

Ключевые слова:

передача, червяк, эвольвентное колесо, КПД, геометрические параметры.

Abstract

The paper determines the place of worm gears among tooth gear mechanisms. The analysis of worm gear designs is given. The end worm gearing consisting of a worm wheel in the form of a disk with recessed undercut involute teeth and a worm, which is a screw with a square-sided threads profile, is presented. Methods of calculation of geometric parameters of this transmission are given. A prototype of the reduction gear on the basis of end worm gear is produced.

Key words:

gear, worm, involute wheel, efficiency factor, geometrical parameters.

Республика Беларусь бедна природными источниками энергии, поэтому особую актуальность в стране приобретает энергосбережение. Энергосберегающие технологии обеспечиваются рабочими машинами, приводимыми двигателями посредством передаточных механизмов, которые должны обладать основным энергетическим качественным показателем – КПД. Этому показателю наиболее полно соответствуют цилиндрические и конические зубчатые передачи. Однако их собирают, как правило, в двух-, трехступенчатых редукторах с целью реализации высоких передаточных чисел. В результате получают массивные (металлоемкие) передаточные механиз-

мы, устанавливаемые на машинах и технологическом оборудовании, что совершенно неэффективно [1]. Поэтому в изделиях машиностроения широко применяются компактные червячные передачи. В настоящее время примерно половина редукторов, выпускаемых промышленностью стран СНГ, – червячные [2]. Потребность в червячных редукторах вызвана не только возможностью реализации широкого диапазона передаточных чисел, но и их высокой кинематической точностью, а также бесшумностью и монтажными разнообразиями. Эти преимущества червячных передач проявляются в полной мере лишь при соблюдении высокой точности зацепления, обу-

словленной не только высокой точностью деталей передачи, но и погрешностями их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко, чем в передачах с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами [3–5].

Однако недостатком червячных передач является их низкий КПД из-за невозможности обеспечения гарантированного жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса. Главными причинами этого недостатка являются скольжение рабочей поверхности червяка по зубьям червячного колеса и неблагоприятное направление линий контакта относительно вектора скорости скольжения (угол между ними $\gamma = 40 \dots 50^\circ$, значительно отличающийся от 90° , при котором создаются наилучшие условия для смазки) [2, 5].

Стремление к увеличению угла γ между направлением линий контакта звеньев относительно вектора скорости скольжения привело к созданию передач с вогнутым профилем витков цилиндрического червяка [6], глобоидных червячных передач [7], а также модифицированных глобоидных и цилиндрических червячных передач [8, 9]. При точном изготовлении таких передач уменьшаются потери на трение, а их несущая способность около полутора раз больше, чем передач с обычными цилиндрическими червяками [8, 9]. Технология изготовления и сборки таких передач, безусловно, сложнее, требуются более дорогой комплект инструментов, а также специальное оборудование. Поэтому эти передачи не нашли широкого применения.

Попытки повысить технический уровень червячных передач за счет использования новых зацеплений (штифтов с пластинами [10], винтовой пружины с эвольвентными зубьями [11], витой цилиндрической пружины с вогнутыми зубьями [12]) также не увенчались успехом из-за низкой кинематической точности, плавности работы и нагрузочной способности передач с такими

зацеплениями.

Дальнейшее развитие червячных передач достигнуто путём замены скольжения червяка по зубьям колеса качением по этим зубьям промежуточных тел (шариков [13], конических роликов [14], подшипников качения [15], роликов с профилем винтовой резьбы [16]). Условием нормальной работы шариковых червячных передач является наличие высокоточных с большой твердостью беговых дорожек на витках червяка и зубьях колеса. Это приводит к повышению трудоемкости изготовления и значительным затратам на производство этих деталей. Недостатки роликовых и подшипниковых передач связаны с наличием геометрического трения в сопряжениях роликов (подшипников) с червяком, низкой кинематической точностью и плавностью работы, обусловленных большим перекрытием роликов (подшипников) червяком.

Указанные недостатки червячных передач были устранены разработкой червячных передач качения [17–19]. Замена трения скольжения в зацеплениях на трение качения в таких передачах позволила снизить энергетические потери до 4...6 % (при передаточном числе $u = 30 \dots 40$). Однако недостатком этих передач является большое число тел качения, равное передаточному числу u .

Для снижения числа тел качения (подшипников, пальцев) создана еще одна передача, состоящая из червячного колеса в виде диска с поднутрениями эвольвентных зубьев (без дна впадин между зубьями) и червяка, представляющего собой вал с жестко закрепленными на нем промежуточными телами качения (или подшипниками качения) [20]. Такая передача содержит в 1,5 раза меньшее число тел качения (подшипников), чем обычная передача качения при реализации того же передаточного числа. Однако недостатками этой передачи являются ее низкая нагрузочная способность, обусловленная малой изгибной

прочностью пальцев (или винтов, крепящих подшипники качения), а также низкие кинематическая точность и плавность работы в связи с дискретным расположением подшипников на червяке [21].

Для устранения недостатков последней передачи качения и основного недостатка (низкого КПД) традиционных червячных передач предложена торцовая червячная передача, представленная на рис. 1.

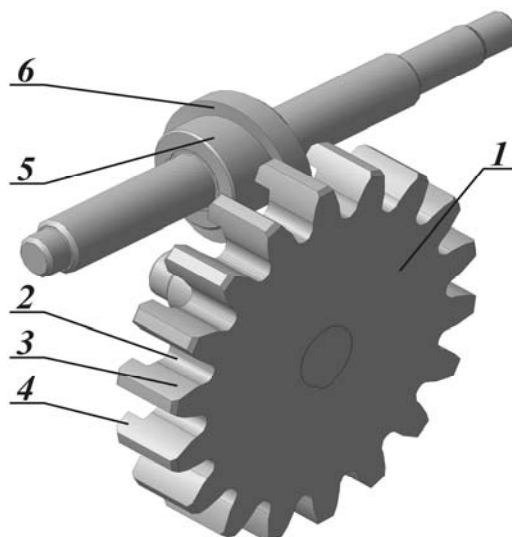


Рис. 1. Торцовая червячная передача

Передача содержит червячное колесо 1, которое выполнено в виде прямозубого эвольвентного колеса. Зубчатый венец 3 этого колеса снабжен поднутрением, т. е. толщина диска 2 эвольвентного колеса 1 меньше ширины его зубчатого венца 3, подрезанного со стороны ножек зубьев до эвольвентных поверхностей. В результате такого поднутрения зубья на торце червячного колеса 1 образованы консольными участками 4 зубьев венца 3. Передача содержит также червяк 5 с прямоугольным профилем витков 6. Геометрическая ось червяка 5 смещена относительно торца червячного колеса 1 таким образом, что ее проекция на этот торец является касательной к делительной окружности зубьев. Для того чтобы обеспечить зацепление витков 6 червяка с консольными участками 4 зубьев колеса, необходимо строго выдержать величину осевого шага P , которая должна быть

равна шагу эвольвентных зубьев и, следовательно, подчиняться соотношению $P = \pi \cdot m$ (здесь m – модуль зубьев колеса).

Работает передача следующим образом. При вращении червяка 5 его витки 6 воздействуют поочередно на консольные участки 4 зубьев колеса 1, скользя по их поверхностям. В результате этого червячное колесо 1 непрерывно поворачивается вокруг собственной оси. За один оборот червяка 5 червячное колесо 1 повернется на угол, определяемый числом заходов z_1 червяка 5. Для полного оборота червячного колеса 1 с количеством z_2 зубьев необходимо, чтобы червяк совершил z_2 / z_1 оборотов. Следовательно, передаточное число передачи составляет:

$$u = z_2 / z_1.$$

Образующими боковых поверхностей прямого зуба червячного колеса и

витка червяка являются прямые линии, которые при работе передачи совпадают на делительном цилиндре колеса, образуя линию контакта зуба и витка, перпендикулярную вектору скорости их скольжения, что является идеальным случаем для образования жидкостного трения и приводит к повышению КПД передачи. При зацеплении головки или ножки зуба с витком червяка расположение линии контакта незначительно отличается от 90° по отношению к вектору скорости скольжения и практически не оказывает влияния на КПД. Таким образом, в конструкции данной червячной передачи устранена причина, вызывающая значительные потери. Поэтому она обладает высоким КПД.

Расчет геометрических параметров таких передач ведется по следующей методике.

Толщина зуба S_2 колеса по дуге делительной окружности равна ширине впадины производящего контура по начальной прямой. Эта ширина впадины регламентируется ГОСТ 13754-81.

$$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где x_2^* – номинальный коэффициент смещения червячного колеса [22].

$$x_2^* = x_2 - (|E_{HS2}| + T_{H2} / 2) / (1000 \cdot m),$$

где E_{HS2} – наименьшее дополнительное смещение исходного контура червячного колеса (по ГОСТ 1643-81), мкм; T_{H2} – допуск на смещение исходного контура червячного колеса (по ГОСТ 1643-81), мкм.

Ширина впадины между зубьями колеса по дуге делительной окружности

$$\begin{aligned} S_{B2} &= \pi \cdot m - S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \\ &= m \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_2^* \cdot \operatorname{tg} \alpha) \leq S_1, \quad (1) \end{aligned}$$

где S_1 – осевая толщина витка червяка,

$$S_1 = \pi \cdot m / 2.$$

Толщина зуба S_{a2} колеса на окружности вершин

$$\begin{aligned} S_{a2} &= d_{a2} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_2} + \frac{2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \right. \\ &\quad \left. + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \leq 0,15 \cdot m, \quad (2) \end{aligned}$$

где d_{a2} – диаметр окружности вершин зубьев колеса.

$$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_2^* + \delta^*),$$

где δ^* – коэффициент уменьшения высоты головки зуба [22].

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}};$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha;$$

$$d_2 = m \cdot z_2,$$

где α_{a2} – угол профиля в точке на окружности вершин зубьев; d_{b2} – диаметр основной окружности колеса; d_2 – диаметр делительной окружности колеса.

Данные показатели определены формулами ГОСТ 16532-70.

Решая совместно уравнения (1) и (2), определяют x_2^* и m . Модуль уточняют по ГОСТ 9565-60, выбирая из стандартного ряда (1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20) ближайшую большую величину m . После выбора m уточняют размеры S_{B2} и S_{a2} по формулам (1) и (2).

Длина консольных участков 4 (см. рис. 1) зубьев венца 3 червячного колеса 1 определяется по соотношению

$$L_2 = h_{a1} + h_{f1}.$$

Параметры червяка h_{a1} и h_{f1} описаны ниже.

Схема ведущего звена (червяка) показана на рис. 2. Средний диаметр d_1 червяка определяют следующим образом:

$$d_1 = \frac{P}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{\pi \cdot m}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{m}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3)$$

Величину угла γ подъема винтовой линии на среднем цилиндре червяка принимают из интервала $[11 \dots 16^\circ]$.

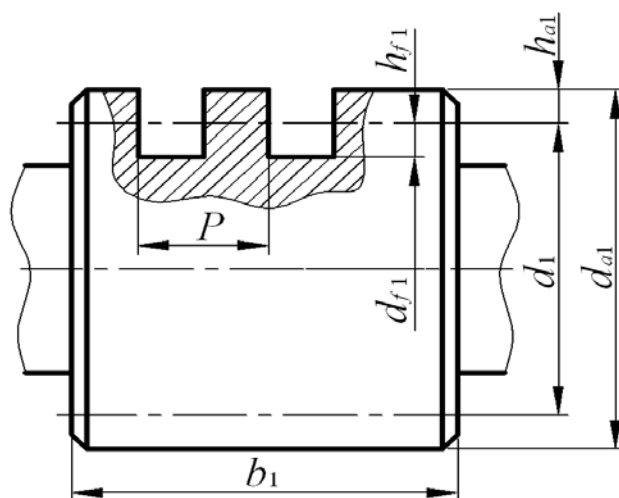


Рис. 2. Схема червяка

С целью унификации червяков округляют вычисленное значение d_1 до ближайшей величины, полученной из формулы

$$d_1 = q \cdot m,$$

где q – коэффициент диаметра червяка, выбирают из ряда (по ГОСТ 2144-93): 8; 9; 10; 12; 12,5; 14; 16; 20.

После этого уточняют угол γ , выраженный из формулы (3):

$$\gamma = \operatorname{arctg} (m/d_1). \quad (4)$$

Величину γ уточняют, используя уравнение (4), если червяк однозаходный, в противном случае – по следующей формуле:

$$\gamma = \operatorname{arctg} (z_1 \cdot m/d_1).$$

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витков червяка определяется соотношениями

$$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* \cdot m,$$

где h_{a1}^* и h_{f1}^* – коэффициенты высоты головки и ножки (выбирают значения из условий $h_{a1}^* \leq 1$, $h_{f1}^* \leq 1,2$ в зависимости от длины сопряженных с червяком консольных частей зубьев колеса).

Диаметры вершин d_{a1} и впадин d_{f1} витков червяка определяют по формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1},$$

а длину b_1 нарезанной части червяка – по формуле

$$b_1 = 1,2 \cdot P = 1,2 \cdot \pi \cdot m.$$

Межосевое расстояние передачи $a_w = d_2 / 2$.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α передачи, консольные зубья колеса которой имеют только делительные головки (зубья ограничены цилиндром вершин и делительным цилиндром с диаметрами d_{a2} и d_2 соответственно), как показано на рис. 1 и 3,

$$\varepsilon_\alpha = \frac{P_a \Pi}{P_b}, \quad (5)$$

где $P_a \Pi$ – длина активной линии зацепления,

$$P_a \Pi = P_a N_2 - \Pi N_2 = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha);$$

p_b – основной шаг (по ГОСТ 16532-70),

$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha.$$

После подстановки выражений для $P_a\Pi$ и p_b в формулу (5) и преобразований получим

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{0,5 \cdot d_{b2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{0,5 \cdot m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= 0,5 \cdot z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha) / \pi. \end{aligned}$$

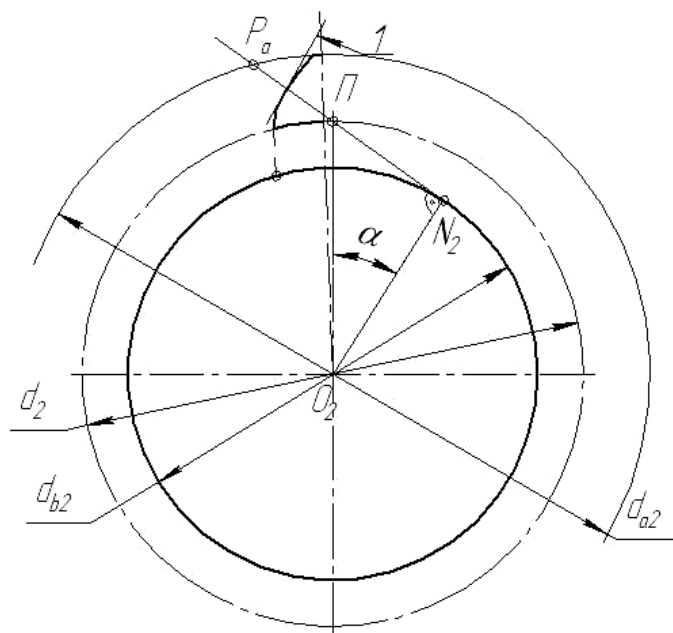


Рис. 3. Схема для определения длины активной линии зацепления профиля головки зуба колеса с касательной к винтовой поверхности витка червяка: 1 – касательная к винтовой поверхности витка червяка; П – полюс зацепления

Для непрерывности передачи вращения от червяка колесу должно выполняться неравенство $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Если условие не выполняется, то зуб имеет недостаточную высоту, ее следует увеличить в пределах выполнения условия, полученного аналогично неравенству (1) для увеличенной высоты зуба. Если неравенство, аналогичное (1), не выполняется, то консольную часть зубчатого венца увеличивают путем поднутрения до граничных точек профилей зубьев, а выход из зацеплений витков червяка обеспечивают срезанием в радиальном направлении торца каждого зуба на половину его толщины, как показано на рис. 4.

Важно при поднутрении гарантировать срезание переходных частей

зубьев, профили которых отличны от эвольвент и могут нарушить кинематику передачи. Поэтому определяют не только номинальный диаметр окружности граничных точек d_l , но и предельные его величины $d_{l\max}$ и $d_{l\min}$ [23], обусловленные предельными дополнительными смещениями, установленными ГОСТ 1643-81. При этом поднутрение зубьев выполняют до величины $d_{l\max}$.

На основе предложенной методики расчета геометрических параметров передачи выполнен рабочий проект опытного образца редуктора. Материал червяка – сталь 45, червячное колесо цельное из антифрикционного, антизадирного серого чугуна СЧ 18. Конструкции

колеса, червяка, а также зацепление червяка с консольными зубьями колеса

в собранном редукторе представлены на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Червячное колесо с поднутрением венца до граничных точек профилей зубьев и червяка



Рис. 5. Зацепление червяка с консольными зубьями колеса в собранном редукторе

Таким образом, на основе анализа качественных показателей червячных передач определены пути повышения их КПД, кинематической точности и плавности работы. Разработанная ме-

тодика расчета геометрических параметров торцевой червячной передачи способствует внедрению энергосберегающих червячных редукторов в производство.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Давыдов, Б. Л. Редукторы. Конструкции, расчет и испытания / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скороходов, Ю. В. Бубыр. – М. : Машгиз, 1963. – 474 с.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с. : ил.
3. Линдроп, Н. Г. Влияние погрешностей изготовления и монтажа на точность червячных передач / Н. Г. Линдроп ; под общ. ред. Н. И. Колчина // Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, расчета и производства. – Л. : Машиностроение, 1968. – С. 118–132.
4. Шишков, В. А. Влияние погрешностей сборки червячной пары на плавность зацепления / В. А. Шишков // Станки и инструмент. – 1959. – № 10. – С. 14–17.
5. Левитан, Ю. В. Червячные редукторы : справочник / Ю. В. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение, 1985. – 168 с. : ил.
6. Литвин, Ф. Л. Новые виды цилиндрических червячных передач / Ф. Л. Литвин. – Л. : Машгиз, 1962. – 189 с. : ил.
7. Гессен, Б. А. Глобоидное зацепление / Б. А. Гессен, П. С. Зак // Тр. семинара по теории машин и механизмов : сб. науч. тр. – М. : АН СССР, 1948. – Вып. 21. – С. 43–87.
8. Егоров, И. М. Выбор параметров модификации глобоидной червячной передачи / И. М. Егоров // Зубчатые передачи-99 : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. по проблеме обеспечения надежности и качества зубчатых передач. – СПб., 1999. – С. 25–26.
9. Егоров, И. М. Цилиндротороидная червячная передача / И. М. Егоров // Зубчатые передачи-99 : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. по проблеме обеспечения надежности и качества зубчатых передач. – СПб., 1999. – С. 22–23.
10. Пат. 19850194.3 Германия, МКИ⁵ F 16 H 1 / 16. Червячная передача / D. Ghawami, F. Giesel. – № 19850194 ; заявл. 22.10.98 ; опубл. 27.04.00.
11. Пат. 164493 Польша, МКИ⁵ F 16 H 3 / 06. Червячная передача / A. Ankiewicz, A. Cichocki. – № 290053 ; заявл. 26.04.91 ; опубл. 31.08.94.
12. Пат. 2049278 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16. Червячная передача / В. М. Поздняков (РФ). – № 5043727/28 ; заявл. 17.03.92 ; опубл. 27.11.95.
13. Пат. 2075669 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16. Шариковая червячная передача Р. Л. Немировского (варианты) / Р. Л. Немировский (РФ). – № 5017576/28 ; заявл. 30.10.91 ; опубл. 20.03.97.
14. Linming, Wang. Контактные линии в червячных передачах с коническими роликами / Wang Linming, Ding Xilun, Wu Hongye // Haerbin gongye daxue xuebao. – Haerbin : Inst. Technol, 1995. – № 3. – С. 135–140.
15. Пат. 2098692 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16. Червячная передача П. Е. Бернюкова / П. Е. Бернюков (РФ). – № 5051594/28 ; заявл. 07.07.92 ; опубл. 10.12.97.
16. А. с. 77312 СССР, МКИ³ 47 h, 3. Червячная передача / В. Ф. Мальцев. – № 685(355410) ; заявл. 18.04.47 ; опубл. 31.12.49.
17. Пат. 7230 РБ, МПК 7 F 16 H 1. Червячная передача / 16 / М. Ф. Пашкевич, С. Н. Рогачевский ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № a20010662 ; заявл. 27.07.01 ; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1. – С. 83.
18. Пат. 7334 РБ, МПК 7 F 16 H 1 / 16. Червячная передача / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № a20020388 ; заявл. 06.05.02 ; опубл. 30.12.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 4. – С. 78.
19. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 137 с. : ил.
20. Пат. 7324 U Респ. Беларусь, МПК 7 F 16 H 1 / 32. Червячная передача / С. Н. Рогачевский, Н. И. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № u20100908 ; заявл. 02.11.10 ; опубл. 30.06.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 3. – С. 210.

21. **Рогачевский, С. Н.** Кинематическая точность червячной передачи с телами качения на червяке / С. Н. Рогачевский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 41.
22. **Андожский, В. Д.** Модификация головок внешних зубьев эвольвентных зубчатых колес / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский // Вестн. машиностроения. – 1985. – № 7. – С. 15–17.
23. **Рогачевский, Н. И.** Параметры особых точек профиля эвольвентных зубьев / Н. И. Рогачевский // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2010. – № 2. – С. 3–8.

LIST OF LITERATURE

1. **Davydov, B. L.** Reduction gears. Designs, calculation and testing / B. L. Davydov, B. A. Skorodumov, Y. V. Buby. – M. : Mashgiz, 1963. – 474 p.
2. **Skoibeda, A. T.** Machine elements and fundamentals of design : textbook / A. T. Skoibeda, A. V. Kuzmin, N. N. Makeichik ; ed. by A. T. Skoibeda. – Minsk : Vysh. shk., 2000. – 584 p. : il.
3. **Lindrop, N. G.** Influence of manufacture and assembly errors upon worm gearing accuracy / N. G. Lindrop ; ed. by N. I. Kolchin // Tooth and worm gearings. Some issues of geometry, kinematics, calculation and manufacture. – L. : Mashinostroenie, 1968. – P. 118–132.
4. **Shishkov, V. A.** Influence of worm-and-worm pair assembly errors upon engagement smoothness / V. A. Shishkov // Machine-tools and tools. – 1959. – № 10. – P. 14–17.
5. **Levitan, Y. V.** Warm reduction gears : handbook / Y. V. Levitan, V. P. Obmornov, V. I. Vasilyev. – L. : Mashinostroenie, 1985. – 168 p. : il.
6. **Litvin, F. L.** New kinds of cylindrical worm gearings / F. L. Litvin. – L. : Mashgiz, 1962. – 189 p. : il.
7. **Gessen, B. A.** Hourglass engagement / B. A. Gessen, P. R. Zak // Proc. of seminar in theory of machines and mechanisms : Proceedings. – M. : AN USSR, 1948. – Iss. 21. – P. 43–87.
8. **Yegorov, I. M.** Selection of hourglass worm gearing parameters / I. M. Yegorov // Gearings-99 : theses of intern. scien. pract. conf. on problems of reliability and quality of gearings. – SPb., 1999. – P. 25–26.
9. **Yegorov, I. M.** Cylindrical – toroidal worm gearing / I. M. Yegorov // Gearings-99 : theses of intern. scien. pract. conf. on problems of reliability and quality of gearings. – SPb., 1999. – P. 22–23.
10. **Pat. 19850194.3 Germany, MKI⁵ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / D. Ghawami, F. Giesel (Germany). – № 19850194 ; appl. 22.10.98 ; publ. 27.04.00.
11. **Pat. 164493 Poland, MKI⁵ F 16 H 3 / 06.** Worm gearing / A. Ankiewicz, A. Cichocki (Poland). – № 290053 ; appl. 26.04.91 ; publ. 31.8.94.
12. **Pat. 2049278 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / V. M. Pozdnyakov (RFInflue). – № 5043727/28 ; appl. 17.03.92 ; publ. 27.11.95.
13. **Pat. 2075669 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing of R. L. Nemirovsky (variants) / R. L. Nemirovsky (RF). – № 5017576/28 ; appl. 30.10.91 ; publ. 20.03.97.
14. **Linming, Wang.** Contact lines in worm gearings with taper rollers / Wang Linming, Ding Xilun, Wu Hongye // Haerbin gongye daxue xuebao. – Haerbin: Inst. Technol, 1995. – № 3. – P. 135–140.
15. **Pat. 2098692 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing of P. E. Bernyukov / P. E. Bernyukov (RF). – № 5051594/28 ; appl. 07.07.92 ; publ. 10.12.97.
16. **A. c. 77312 USSR, MKI³ 47 h, 3.** Worm gearing / V. F. Maltsev. – № 685(355410) ; appl. 18.04.47 ; publ. 31.12.49.
17. **Pat. 7230 Rep. Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / M. F. Pashkevich, S. N. Rogachevsky ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № a 20010662 ; appl. 27.07.01 ; publ. 30.03.03 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2003. – № 1. – P. 83.
18. **Pat. 7334 Rep. Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, S. N. Rogachevsky ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № a20020388 ; appl. 06.05.02 ; publ. 30.12.03 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2003. – № 4. – P. 78.
19. **Pashkevich, M. F.** Rolling worm gearings / M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, S. N. Rogachevsky. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2005. – 137 p. : il.
20. **Pat. 7324 U Rep. of Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 32.** Worm gearing / S. N. Rogachevsky, N. I. Rogachevsky, M. F. Pashkevich ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № u20100908 ; appl. 02.11.10 ; publ. 30.06.11 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2011. – № 3. – P. 210.
21. **Rogachevsky, S. N.** Kinematic accuracy of worm gearing with rolling elements on the worm / S. N. Rogachevsky // New materials, equipment and technologies in industry : materials of intern. scient.-tech. conf. of young scientists. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2009. – P. 41.

22. **Andozhsky, V. D.** Modification of external teeth points of evolvent toothed gears / V. D. Andozhsky, N. I. Rogachevsky // Herald of machine-building. – 1985. – № 7. – P. 15–17.

23. **Rogachevsky, N. I.** Parameters of specific points of evolvent teeth profile / N. I. Rogachevsky // Herald of GGTU named after P.O. Sukhoi. – 2010. – № 2. – P. 3–8.

Статья сдана в редакцию 14 декабря 2011 года

Михаил Федорович Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-62-98.

Николай Иванович Рогачевский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-08-08.

Александр Дмитриевич Бужинский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +8-0222-26-93-48.

Сергей Николаевич Рогачевский, начальник отдела, Могилевский облисполком. E-mail: srog@tut.by.

Mikhail Fedorovich Pashkevich, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-26-62-98.

Nikolai Ivanovich Rogachevsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-08-08.

Alexander Dmitriyevich Buzhinski, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-26-93-48.

Sergey Nikolayevich Rogachevsky, Department head, Mogilev Regional Executive Committee. E-mail: srog@tut.by.

УДК 621.833.16

О. Е. Печковская, М. Ф. Пашкевич, Ю. В. Машин

МОДИФИКАЦИЯ ВНУТРЕННЕГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С МАЛОЙ РАЗНОСТЬЮ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС

UDC 621.833.16

O. E. Pechkovskaya, M. F. Pashkevich, Y. V. Mashin

MODIFICATION OF INTERNAL INVOLUTE ENGAGEMENT WITH A SMALL DIFFERENCE OF GEARWHEEL TEETH NUMBERS

Аннотация

Рассмотрены пути расширения кинематических возможностей эксцентриковой передачи на основе модификации внутреннего зацепления. Представлены основные математические соотношения для геометрического расчета эксцентриковой передачи с модифицированными зубьями. Показаны возможность и условия обеспечения эвольвентного внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев колес.

Ключевые слова:

эксцентриковая передача, зубчатые колеса, внутреннее зацепление, передаточное отношение, интерференция, модификация зубьев.

Abstract

Ways of expanding kinematic opportunities of eccentric gear drive by the modification of internal engagement are considered. The basic mathematical correlations for geometrical calculation of eccentric gear drive with modified teeth are presented. The possibility and conditions of providing the involute internal engagement with a small difference of gearwheel teeth numbers are shown.

Key words:

eccentric gear drive, tooth gears, internal engagement, transmission ratio, interference, teeth modification.

Наиболее высокий технический уровень приводов обеспечивает применение эксцентриковых зубчатых передач, сочетающих в себе малые габаритные размеры, высокую нагрузочную способность и широкие кинематические возможности в части достижения больших передаточных отношений [1, 2]. И хотя такие передачи являются достаточно изученными, их исследования активно продолжаются с использованием современных компьютерных технологий, которые позволяют на основе моделирования зубчатых зацеплений пересмотреть традиционные точки зрения и уточнить ранее сформулированные положения.

В эксцентриковых зубчатых передачах при разности чисел зубьев колес во внутреннем зацеплении, равной единице, обеспечивается достижение наибольшего из всех возможных передаточного отношения, а также максимальное снижение их массогабаритных параметров. Увеличение же разности чисел зубьев колес приводит к резкому снижению передаточного отношения [3].

Реализовать минимальную разность чисел зубьев возможно на основе модификации зубчатого зацепления, состоящей в комплексном выборе рациональных размеров диаметра вершин зубьев сателлита и межосевого расстояния передачи [4].

Так, для размещения сателлита с числом зубьев z_1 внутри центрального колеса с числом зубьев z_2 его диаметр вершин зубьев d_{a1} необходимо выбирать по соотношению

$$d_{a1} = mz_2, \quad (1)$$

где m – модуль зацепления, а величину эксцентриситета эксцентрика принимать равной

$$e = m. \quad (2)$$

В этом случае диаметральные размеры сателлита оказываются уменьшенными, высота зубьев сателлита и размеры центрального колеса с внутренними зубьями подчиняются известным соотношениям теории эвольвентных зацеплений, а передаточное отношение передачи при этом оказывается равным числу зубьев сателлита ($i = z_1$).

Соблюдение соотношений (1) и (2) при $z_d = 1$ является необходимым, но не достаточным условием работоспособности передачи. Необходимо учитывать интерференцию, имеющую место при малой разности чисел зубьев. На основе моделирования внутреннего эвольвент-

ного зацепления в эксцентриковой передаче и имитации его работы предложен наиболее технологичный способ устранения интерференции зубьев, состоящий в их модификации лишь у одного из зацепляющихся колес – сателлита.

В программном обеспечении AutoCad на языке программирования Visual Basic for Application составлена программа, алгоритм которой заключается в следующем.

На первом этапе проводят построение эксцентрично расположенных зубчатых колес с учетом соотношений (1) и (2). Из рис. 1 видно, что при построении моделей зубчатых колес зубья центрального колеса и сателлита пересекаются. Это делает невозможной работу такой передачи. Далее моделируется их обкат, т. е. повороты сателлита, находящегося в зацеплении с центральным колесом, на малые углы и удаление интерференций. В результате одного полного оборота сателлита при неподвижном центральном колесе интерференция зубьев в модели полностью ликвидируется (рис. 2).

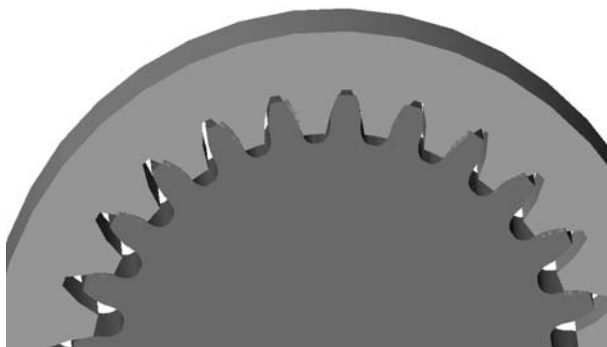


Рис. 1. Внутреннее зубчатое зацепление без модификации профиля

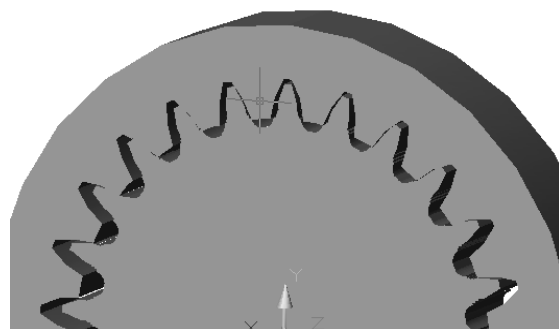


Рис. 2. Внутреннее зубчатое зацепление с модифицированным профилем зубьев сателлита

Таким образом, в результате компьютерного моделирования получено внутреннее эвольвентное зацепление при условии $z_2 - z_1 = 1$, исключающее

интерференцию зубьев.

Анализ результатов компьютерного моделирования зубчатых колес показал, что модифицированный профиль

зубьев сателлита при любых значениях чисел зубьев колес и модулей зацепления является эквидистантным по отношению к профилю зуба до модифика-

ции с тангенциальным смещением ΔS (рис. 3).

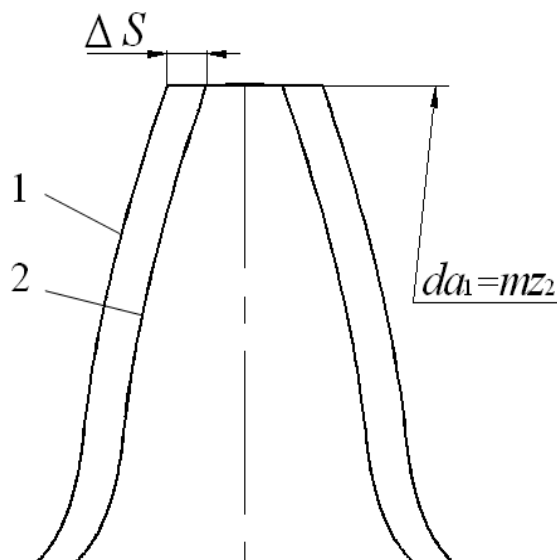


Рис. 3. Профили зубьев сателлита: 1 – до модификации; 2 – после модификации

Таким образом, разработанная методика модификации зубчатого зацепления не приводит к изменению эвольвентной формы зубьев и, как следствие, не изменяет условия работы зубчатого зацепления.

При обеспечении в зацеплении гарантированного минимального бокового зазора, необходимого для размещения слоя смазки, а также компенсации температурных расширений, величина тангенциального смещения ΔS (утонения зуба) для обеспечения внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев, равной единице, может быть определена по соотношению

$$\Delta S = 0,2m. \quad (3)$$

По своей сущности модификация профиля зубьев представляет собой их чистовую обработку известными способами (чистовое зубофрезерование, чистовое зубодолбление, шевингование, шлифование). При этом припуск на чистовую обработку зубьев с каждой сто-

роны выбирается равным величине тангенциального смещения.

Следует отметить, что, несмотря на некоторое утонение зубьев, приводящее к их ослаблению, рассматриваемая передача характеризуется повышенной нагрузочной способностью. Это обусловлено тем, что в передаче имеет место многопарность зубчатого зацепления, достигающая с учетом их податливости 20 % от числа зубьев сателлита. Расчетами установлено и экспериментальными исследованиями подтверждено, что в результате повышенной многопарности зацепления нагрузочная способность модифицированной передачи с разностью чисел зубьев, равной единице, до 1,9 раз выше, по сравнению со стандартной передачей без модификации зубьев.

Для геометрического анализа передачи с модифицированным зубчатым зацеплением может быть использована система расчета зубчатых колес с постоянной высотой зуба [5].

Основными параметрами исходного контура являются угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Исходными данными для расчета являются числа зубьев сателлита z_1 и центрального колеса с внутренними зубьями $z_2 = z_1 + 1$, модуль зацепления m и коэффициенты смещения x_1 и x_2 .

Как уже было отмечено, при любых значениях чисел зубьев сателлита при разности чисел зубьев колес, равной единице, работоспособность модифицированного зубчатого зацепления обеспечивается при выборе величины эксцентриситета эксцентрика, на котором устанавливается сателлит, равной модулю и, следовательно, межосевому расстоянию передачи $m = a_w$.

Учитывая формулу (1), такая зубчатая передача может быть сведена к передаче со смещением исходного контура сателлита. При этом центральное колесо в данном случае представляет собой зубчатое колесо с внутренними зубьями без смещения $x_2 = 0$, а сателлит – зубчатое колесо с внешними зубьями – имеет постоянный коэффициент смещения $x_1 = -0,5$ при любых значениях чисел зубьев колес в зацеплении и разности чисел зубьев $z_d = 1$.

Основные геометрические параметры зубчатых колес (рис. 4) необходимо определять по соотношениям:

– делительные диаметры

$$d_1 = mz_1; \quad (4)$$

$$d_2 = mz_2; \quad (5)$$

– диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = mz_1 + 2(h_a^* + x_1)m = m(z_1 + 1) = mz_2; \quad (6)$$

$$d_{a2} = mz_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0,2)m = m(z_2 - 1,6); \quad (7)$$

– диаметры впадин

$$d_{f1} = mz_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = m(z_1 - 3,5); \quad (8)$$

$$d_{f2} = mz_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m = m(z_2 + 2,5); \quad (9)$$

– основные диаметры

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha = 0,94mz_1; \quad (10)$$

$$d_{b2} = mz_2 \cos \alpha = 0,94mz_2; \quad (11)$$

– делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5m(z_2 - z_1) = 0,5m; \quad (12)$$

– коэффициент разности смещений

$$x_d = x_2 - x_1 = 0,5; \quad (13)$$

– углы профиля в точке на концентрической окружности заданного диаметра d_y

$$\alpha_{y1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{y1}}; \quad (14)$$

$$\alpha_{y2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{y2}}; \quad (15)$$

– окружные толщины зубьев на заданном диаметре d_y

$$\begin{aligned} S_{y1} &= d_{y1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{y1} \right) - 0,4m = \\ &= d_{y1} \left(\frac{1,21}{z_1} + 0,015 - \operatorname{inv} \alpha_{y1} \right) - 0,4m; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} S_{y2} &= d_{y2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_{y2} \right) = \\ &= d_{y2} \left(\frac{1,57}{z_2} - 0,015 + \operatorname{inv} \alpha_{y2} \right). \end{aligned} \quad (17)$$

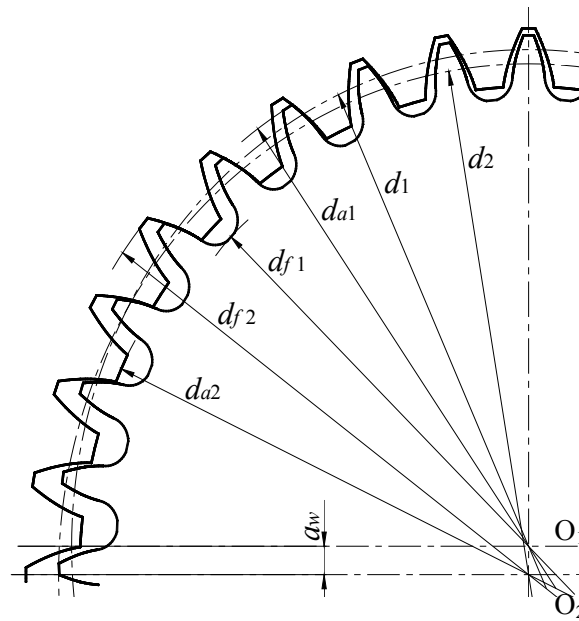


Рис. 4. Геометрические размеры эксцентриковой зубчатой передачи с модифицированным зацеплением

Нужно отметить, что при любых значениях чисел зубьев модифицированное внутреннее зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице (рис. 5), представляет собой внеплоскостное зубчатое зацепление с постоян-

ным расстоянием от центра сателлита O_1 до полюса P :

$$O_1P = d_{w1} / 2, \quad (18)$$

где d_{w1} – начальный диаметр сателлита.

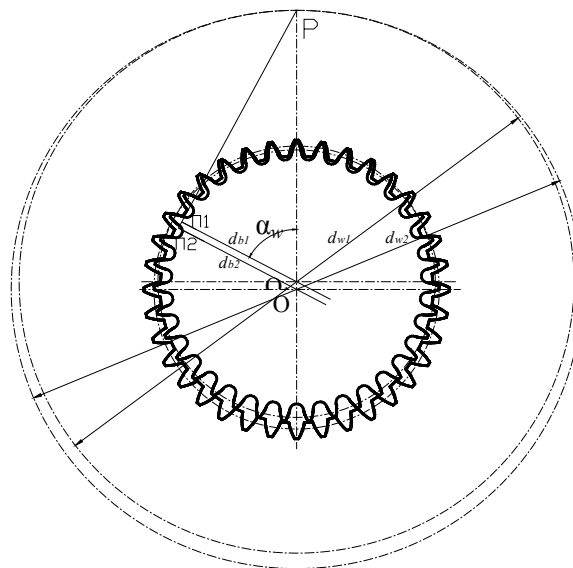


Рис. 5. Геометрические размеры модифицированного зацепления

При этом угол зацепления определяется по следующему соотношению:

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cos \alpha = \frac{0,5m}{m} \cos 20^\circ \quad (19)$$

и имеет постоянную величину $\alpha_w = 62^\circ$ при любых значениях чисел зубьев колес и модулей зацепления при $z_d = 1$.

Начальные диаметры зубчатых колес рассчитываются по формулам:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{\frac{z_2}{z_1} - 1} = 2mz_1 = 2d_1; \quad (20)$$

$$d_{w2} = \frac{2a_w \frac{z_2}{z_1}}{\frac{z_2}{z_1} - 1} = 2mz_2 = 2d_2 \quad (21)$$

и составляют удвоенные значения соответствующих делительных диаметров.

Размеры для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев:

– половина угловой толщины зуба, соответствующая концентрическим окружностям диаметрами d_{y1} и d_{y2} :

$$\psi_{yv1} = \frac{S_{ty1}}{d_{y1}}; \quad (22)$$

$$\psi_{yv2} = \frac{S_{ty2}}{d_{y2}}; \quad (23)$$

– толщины по хорде

$$\bar{S}_{y1} = d_{y1} \sin \psi_{yv1}; \quad (24)$$

$$\bar{S}_{y2} = d_{y2} \sin \psi_{yv2}; \quad (25)$$

– высоты до хорды

$$\bar{h}_{ay1} = 0,5(d_{a1} - d_{y1} \cos \psi_{yv1}); \quad (26)$$

$$\bar{h}_{ay2} = 0,5(d_{y2} \cos \psi_{yv2} - d_{a2}). \quad (27)$$

В результате проведенного компьютерного моделирования эксцентри-

ковых передач с внутренним зацеплением при различных значениях z_1 и z_2 установлена минимальная разность чисел зубьев зацепляющихся прямозубых колес в нулевой передаче для исключения интерференции зубьев. Оказывается, что интерференции зубьев колес не происходит при значениях $z_d > 6$, при этом зубчатые колеса беспрепятственно входят в зацепление даже при малых значениях чисел зубьев колес в зацеплении. То есть уже при $z_d = 7$ эксцентриковая передача без смещения исходного контура может быть успешно реализована без опасности возникновения заклинивания.

Компьютерное моделирование внутренних зубчатых зацеплений при малой разности чисел зубьев колес ($z_d = 2 \dots 6$) позволило определить величину требуемой модификации графическим способом. При этом модификацию можно осуществлять утонением зубьев на требуемую величину тангенциального смещения, как это было показано применительно к зацеплению с разностью чисел зубьев, равной единице.

Однако следует заметить, что применение значительных величин смещений при указанных z_d приводит к существенному утонению, а следовательно, к ослаблению зубьев сателлита.

Альтернативным способом решения задачи обеспечения внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев колес может быть компьютерное моделирование таких передач, основанное на методике расчета зацеплений с разностью чисел зубьев колес, равной единице, на основе выбора необходимого диаметра сателлита для его размещения внутри центрального колеса и межосевого расстояния передачи.

Так, при $z_d = 2 \dots 6$ диаметр вершин зубьев сателлита необходимо выбирать также уменьшенным на величину модуля зацепления и определять по формуле $d_{a1} = mz_2 = m(z_1 + 1)$. Величи-

на межосевого расстояния передачи, равная эксцентриситету эксцентрика, при различных значениях z_d определяется по приведенным ниже соотношениям.

Так, для случая, когда разность чисел зубьев равна двум ($z_1 = z_2 - 2$),

$$\begin{aligned} 2e &= d_{f2} - d_{a1} - 2cm = \\ &= m(z_2 + 2,5) - m(z_1 + 1) - 0,5m = \\ &= m(z_2 + 2,5) - m(z_2 - 1) - 0,5m = 3m. \end{aligned} \quad (28)$$

То есть

$$e = a_w = 1,5m. \quad (29)$$

Несложно показать, что при $z_d = 3$ ($z_1 = z_2 - 3$)

$$2e = m(z_2 + 2,5) - m(z_2 - 2) - 0,5m = 4m. \quad (30)$$

Тогда межосевое расстояние, определяемое эксцентриситетом эксцентрика, составит:

$$e = a_w = 2m. \quad (31)$$

При разности чисел зубьев $z_d = 4$

$$e = a_w = 2,5m, \quad (32)$$

и далее происходит увеличение эксцентриситета на $0,5m$ с увеличением разности чисел зубьев колес на единицу.

Однако следует заметить, что выполнение приведенных соотношений все же недостаточно для обеспечения работоспособности передачи, а устранение существующей в ней интерференции необходимо выполнять на базе модификации профиля зубьев сателлита, т. е. посредством тангенциального смещения исходного контура. Анализ результатов проведенного графического моделирования зацеплений показал, что величина тангенциального смещения для $z_d = 2$ составляет:

$$\Delta S = 0,16m, \quad (33)$$

а для случая, когда $z_d = 3$,

$$\Delta S = 0,14m. \quad (34)$$

Выполненные теоретические исследования, а также результаты компьютерного моделирования позволили сформулировать следующие выводы.

В результате анализа компьютерных моделей эксцентриковых зубчатых передач с малой разностью чисел зубьев колес предложена методика модификации профиля зубьев для обеспечения наибольших передаточных отношений, позволяющая исключить интерференцию путем комплексного выбора рациональных размеров диаметра вершин зубьев сателлита, толщины его зубьев и межосевого расстояния передачи.

Определена область применения разработанного методического подхода, включающая эксцентриковые зубчатые передачи с разностью чисел зубьев $z_d = 1 \dots 6$.

На основе предложенных математических соотношений для геометрического расчета эксцентриковой передачи с модифицированным зацеплением и разностью чисел зубьев колес, равной единице, показано, что такая передача может быть сведена к передаче со смещением исходного контура сателлита с постоянными коэффициентами смещения $x_1 = -0,5$ и $x_2 = 0$. В этом случае при любых значениях чисел зубьев имеет место внеполюсное зубчатое зацепление с постоянным углом зацепления $\alpha_w = 62^\circ$ и начальными диаметрами, равными удвоенным значениям соответствующих делительных диаметров, т. е. $d_{w1} = 2d_1$ и $d_{w2} = 2d_2$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Нагрузочная способность планетарных эксцентриковых передач / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Изв. вузов. Машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 11–19.
2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные эксцентриковые передачи с модифицированным зацеплением / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 150–160.
3. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. ; Л. : Машиностроение, 1966. – 307 с. : ил.
4. **Пат. 5092 С 2 РБ, МПК⁷ F 16 Н 1 / 28.** Планетарная передача / А. М. Пашкевич, В. М. Пашкевич, В. В. Геращенко, М. Ф. Пашкевич ; заявитель и патентообладатель Могилев. гос. техн. ун-т. – № 19981087 ; заявл. 30.11.98 ; опубл. 30.03.03, Бюл. № 1 (36). – 161 с.
5. **ГОСТ 19274-73.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 64 с.

LIST OF LITERATURE

1. **Pashkevich, M. F.** Load-carrying capacity of planetary eccentric gearings / M. F. Pashkevich, O. E. Pechkovskaya // Proc. of HEIs. Mashinostroenie. – 2006. – № 8. – P. 11–19.
2. **Pashkevich, M. F.** Planetary eccentric gearings with modified engagement / M. F. Pashkevich, O. E. Pechkovskaya // Herald of Belarus.-Rus. Un-ty. – 2006. – № 4. – P. 150–160.
3. **Kudryavtsev, V. N.** Planetary gearings / V. N. Kudryavtsev. – 2nd edit., revised and suppl. – M. ; L. : Mashinostroenie, 1966. – 307 p. : il.
4. **Pat. 5092 C 2 RB, MPK⁷ F 16 H 1 / 28.** Planetary gearing / A. M. Pashkevich, V. M. Pashkevich, V. V. Gerashchenko, M. F. Pashkevich ; applicant and patent holder Mogilev State Technical Un-ty. – № 19981087 ; appl. 30.11.98 ; publ. 30.03.03, Bul. № 1 (36). – 161 p.
5. **GOST 19274-73.** Cylindrical involute gearings with internal engagement. Calculation of geometry. – M. : Standards Publishing House, 1974. – 64 p.

Статья сдана в редакцию 17 октября 2011 года

Ольга Евгеньевна Печковская, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-00-51-63.

Михаил Федорович Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-62-98.

Юрий Викторович Машин, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

Olga Evgenyevna Pechkovskaya, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-00-51-63.

Mikhail Fedorovich Pashkevich, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-26-62-98.

Yury Viktorovich Mashin, PhD, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3

С. А. Рынкевич, А. Н. Егоров, В. П. Тарасик, А. Н. Максименко

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ С ГМП, ОСНАЩЕННЫХ БОРТОВЫМИ СИСТЕМАМИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

UDC 629.3

S. A. Rynkevich, A. N. Yegorov, V. P. Tarasik, A. N. Maksimenko

INCREASING THE OPERATING EFFICIENCY OF BELAZ QUARRY DUMP TRUCKS WITH HMT, EQUIPPED WITH ONBOARD DIAGNOSING SYSTEMS

Аннотация

В статье отмечается, что эффективность работы горно-обогатительных предприятий определяется уровнем комплексной механизации технологических процессов, причем основную часть затрат на изготовление готовой продукции этими предприятиями составляют транспортные расходы, которые выполняются комплектом машин, среди которых важнейшей единицей являются карьерные самосвалы. Проведен анализ безотказности сборочных единиц и систем карьерных автосамосвалов. Приведены мероприятия по повышению показателей работоспособности карьерных самосвалов. Дана методика прогнозирования годового экономического эффекта от внедрения и использования на карьерных самосвалах бортовой системы автоматического диагностирования гидромеханических передач.

Ключевые слова:

эксплуатация, карьерный самосвал, техническое состояние, гидромеханическая передача, диагностирование, производительность, прибыль, экономический эффект, работоспособность, износ, себестоимость, предельное состояние.

Abstract

The papers shows that the operating efficiency of ore-dressing enterprises is determined by the level of technological processes mechanization, with transport costs being the major expenses on producing the finished product by these enterprises, and quarry dump trucks are the most important item of the set of equipment used by them. The analysis of reliability of assemblies and systems of quarry dump trucks is given. Measures aimed at improving the serviceability of quarry dump trucks are presented. The paper gives the techniques of forecasting annual economic effect of introducing and using on-board systems of hydromechanical transmissions automatic diagnosing.

Key words:

operation, quarry dump truck, technical state, hydromechanical transmission, operating efficiency, profit, economic effect, operating capacity, wear, cost price, limiting state.

Введение

Эффективность работы горно-обогатительных предприятий определяется уровнем комплексной механизации технологических процессов. Основную часть затрат на изготовление готовой продукции этими предприятиями составляют транспортные расходы, которые выполняются комплектом машин в

составе экскаваторов, погрузчиков, бульдозеров и карьерных самосвалов. Результаты применения комплекта оцениваются выходными параметрами и стоимостью каждой машины. К основным выходным параметрам машины, влияющим на себестоимость единицы продукции, относятся: производительность, количество рабочего времени, коэффициент технического использова-

ния, коэффициент внутрисменного режима работы и себестоимость машиночаса. Повышение производительности, безопасности управления, количества рабочего времени и снижение себестоимости машиночаса составляют основу совершенствования конструкции машины. Механизмом, лимитирующим безотказную работу на объекте автосамосвалов, является гидромеханическая передача (ГМП). Повышение показателей ее работоспособности является важнейшей задачей совершенствования конструкций самосвалов и прогнозирования безотказной работы их на объекте.

Анализ безотказности сборочных единиц, систем и агрегатов карьерных автосамосвалов

Анализ отказов ГМП разных типов при эксплуатации карьерных самосвалов показал, что свыше 90 % отказов составляют частичные и лишь около 10 – полные, причем 78 % полных отказов обусловлены потерей функциональной работоспособности гидроприводов и их элементов, 12 % – разрушениями механических элементов и 10 % – внешней и внутренней негерметичностью гидропривода [2]. Статистический анализ отказов ГМП карьерных самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 т показал, что относительные доли внезапных и постепенных отказов гидроприводов примерно равны и составляют около 50 % [2]. Это обстоятельство подчеркивает важность и необходимость бортового диагностирования и оперативного прогнозирования ГМП, что позволит практически исключить возникновение внезапных отказов самосвалов.

Результаты сравнительного количественного анализа отказов ГМП приведены на рис. 1 в виде диаграмм, характеризующих относительную долю каждого типа отказов. Сравнительный анализ отказов (рис. 1, а) показывает, что 34 % их вызваны отсутствием функционирования механизма ГМП или его

элементов (1), 19 % – внешней негерметичностью (2), 15 % – несоответствием параметров уровням, нормируемым технической документацией (3), 12 % – повреждением и разрушением механических элементов конструкции гидроприводов (4), 9 % – повышенными внутренними утечками (5), 7 % – нарушением температурных режимов ГМП (6) и 4 % – засорением рабочей жидкости (7). Сравнительный анализ «слабых звеньев» (рис. 1, б) показывает, что 36 % отказов в период эксплуатации связаны с уплотнениями (1), 30 % – с механическими повреждениями, в том числе фрикционных (2), 19 % – с гидромеханическими элементами (3), 6 % – с клапанами (4), 5 % – с электрическими элементами (5), 4 % – с повреждением фильтров (6). Таким образом, по критерию относительной частоты возникновения отказов ГМП к наименее надежным элементам ГМП относятся *уплотнения, механические и гидромеханические элементы*. На их долю приходится 85 % всех отказов ГМП.

Следует отметить, что материальные затраты при отказе автосамосвала в карьере являются весьма значительными, причем эти отказы и вынужденные простои техники, во-первых, нарушают производственный цикл, во-вторых, создают большие проблемы при транспортировке неисправной машины из карьера с последующим демонтажем ГМП.

Одним из важнейших параметров оценки работоспособности ГМП является объемный КПД.

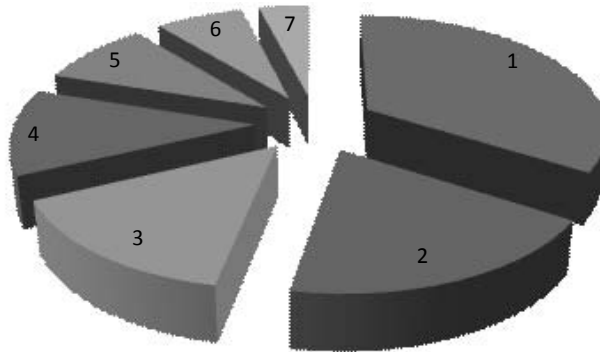
Установлено, что для группы ГМП машин область снижения объемного КПД будет ограничена кривыми

$$\eta_{01} = B - A_1 t^2; \quad \eta_{02} = B - A_2 t^2, \quad (1)$$

где B – начальное значение объемного КПД; A_1, A_2 – параметры модели (1), определяющие темп снижения объемного КПД.

В табл. 1 представлены данные, полученные по результатам наблюдений.

а)



б)

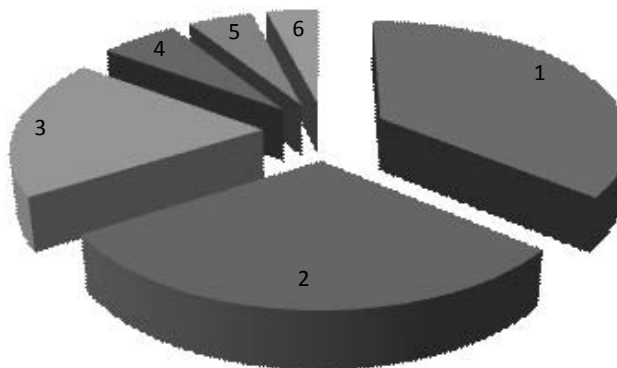


Рис. 1. Процентное соотношение между основными видами отказов ГМП: а – анализ по общим видам отказов; б – анализ по методу «слабых звеньев»

Табл. 1. Параметры характеристик изменения объемного КПД гидроприводов

Вид гидропривода	Автосамосвалы БелАЗ грузоподъемностью 45...60 т	
	$\frac{A_{\max} + A_{\min}}{A_{\text{ср}}}$	B
Гидропривод ГМП	$\frac{0,012 + 0,065}{0,0385} \cdot 10^{-6}$	0,895
Система смазки	$\frac{0,008 + 0,050}{0,029} \cdot 10^{-6}$	0,94

Практически все отказы гидроаппаратов, кроме отказов по корпусу, вызваны неисправностями прецизионных поршневых и золотниковых пар, связанных с повышением трения в парах и износом деталей и, как следствие, с изменением линейных размеров и форм. Повышение трения имеет внезапный характер и приводит к зависанию или

заклиниванию подвижного элемента в корпусе или гильзе, запаздыванию в срабатывании, нарушению режимов слежения, кратковременному повышению давления выше нормы и, как следствие, разгерметизации системы, а также росту пульсаций давления. Износ деталей приводит к нарушению внутренней герметичности аппаратов и сни-

жению объемного КПД ввиду увеличенного расхода через зазоры. Повышенные утечки ведут к замедлению работы всего механизма в целом, т. е. к увеличению рабочего цикла машин и экономическим потерям. Таким образом, техническое состояние деталей насосов и гидродвигателей, золотниковых элементов и распределителей, соединений поршень–корпус в гидроцилиндрах однозначно характеризуется комплексом параметров, от которых зависит внутренняя негерметичность гидроаппарата, что дает право рассматривать объемный КПД как интегральный показатель состояния объекта.

Исследования показали, что гидроприводы автосамосвалов БелАЗ работают в средних и тяжелых режимах, которые характеризуются нестационарностью и высоким коэффициентом использования в течение смены при неблагоприятных условиях среды и сезонных колебаний температуры от -50 до $+50$ °С. Вследствие этого наработка на отказ элементов гидропривода невелика и характеризуется значительным разбросом. Данные по наработке на отказ представлены в табл. 2. Таблица составлена по статистической информации об эксплуатации машин, собиравшейся в течение 1979–2009 гг. [2].

Табл. 2. Нарботка на отказ элементов гидропривода

Гидроаппарат	Нарботка на отказ T , ч, $\frac{T_{\min} \div T_{\max}}{T_{\text{mid}}}$
	Автосамосвал БелАЗ-7555
Насосы шестерённые	$\frac{15000 \div 40000}{27500}$
Гидроцилиндры	$\frac{20000 \div 80000}{50000}$
Клапаны давления, клапаны предохранительные и переливные	$\frac{28000 \div 56000}{42000}$
Распределители золотниковые	$\frac{32000 \div 70000}{51000}$
Дроссели и регуляторы потока	$\frac{20000 \div 62000}{41000}$
Фильтры	$\frac{10000 \div 40000}{25000}$
Трубопроводы и шланги	$\frac{18000 \div 60000}{39000}$

Мероприятия по повышению показателей работоспособности карьерных автосамосвалов

Эксплуатация строительно-дорожной и транспортной техники в составе горно-обогатительных предприятий и карьеров требует проведения ряда мероприятий по обеспечению и восстановлению работоспособности ее элементов. При этом важнейшей составляющей рассмотренного выше комплекта техники являются карьерные самосвалы, выполняющие транспортную работу.

Повышение показателей работоспособности и увеличение ресурса карьерных самосвалов достигается их модернизацией путем оснащения современными бортовыми системами управления и диагностирования. Эффективность использования и повышение работоспособности карьерных самосвалов за рассматриваемый период следует оценивать с учетом производительности, коэффициента технического использования, коэффициента внутрисменного использования, стоимости единицы полезно выполняемой работы, приведенной себестоимости выполнения этой

работы, оптимального роста прибыли и наработки окупаемости капитальных затрат на приобретение техники [1].

Получение максимального эффекта при эксплуатации карьерных самосвалов возможно при учете затрат на их изготовление, динамики изменения эксплуатационных затрат и производительности в зависимости от наработки, а также стоимости полезно выполняемой работы. При эксплуатации карьерных самосвалов следует наладить по каждой машине учет трудоемкости на поддержание и восстановление ее работоспособности, простоев на техническом обслуживании и в ремонте, расхода топлива, смазочных материалов и запчастей, объема выполняемых работ и наработки с начала эксплуатации. Индивидуальный подход при учете этих показателей позволяет определить наработку окупаемости затрат на приобретение машины, целесообразность проведения капитального ремонта и (или) списания машины и, что самое главное, получения максимальной прибыли.

Применение на оснащенных ГМП карьерных самосвалах БелАЗ бортовой микроэлектроники позволило выйти на совершенно новый уровень автоматизации управления и диагностирования этих машин [2, 3]. Созданный и внедренный сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета и специалистами ОАО БелАЗ комплекс бортовой микроэлектроники в виде мехатронных и интеллектуальных систем управления и диагностирования ГМП позволил обеспечить высокую производительность выполнения транспортной работы самосвалов, безопасность их движения, облегчить условия труда водителя, а также обеспечить безаварийное и безотказное функционирование механизмов трансмиссии [2–4]. При этом появились возможности для оперативного и высокоэффективного диагностирования основных элементов гидромеханической передачи автомобиля (в частности, фрикционных ГМП) в

процессе эксплуатации самосвалов, т. е. в режиме реального времени, причем без осуществления трудоемких процедур разборки и демонтажа этих сложных механизмов машин [5, 6].

**Методика прогнозирования годового
экономического эффекта
от внедрения и использования
на карьерных самосвалах бортовой
системы автоматического
диагностирования ГМП**

В условиях рыночной экономики основным комплексным показателем эффективности использования машин является прибыль, которая зависит от объективно сформированной стоимости единицы выполняемой работы C_T , р./т; количества рабочего времени за рассматриваемый период T_q ; технической производительности Π_T , т/ч; себестоимости машиночаса $C_{мч}$, р./ч; комплексного показателя надежности – коэффициента технического использования k_T ; коэффициента внутрисменного режима работы k_B .

Положив в основу формализацию получаемой прибыли Π , р., от использования каждой машины, входящей в комплект, можно определить эффективность его использования с учетом приведения расчетов к одному часу эксплуатации конкретной машины по формуле

$$\Pi = \max \left[\sum_{f=1}^K \sum_{j=1}^T \sum_{i=1}^N \Pi_{fji} \right], \quad (2)$$

где Π – прибыль, полученная от работы i -й машины j -го типа f -го комплекта.

Прибыль от эксплуатации каждой машины представляет собой разность между полученной выручкой и затратами на эксплуатацию машины:

$$\Pi_{fji} = \left[C_T \Pi_T k_B T_q - C_{мч} T_q k_H \right]_{fji}, \quad (3)$$

где k_H – коэффициент накладных расходов по предприятию, связанных с эксплуатацией парка машин.

Себестоимость механизированных работ C_e , р./т, с учетом себестоимости машиночаса и эксплуатационной производительности определяется по формуле

$$C_e = \frac{C_{мч} k_n}{P_T k_B} \quad (4)$$

Продолжительность выполнения запланированных объемов работ на объекте T_0 определяется исходя из количества рабочих суток D_p , коэффициента сменности $k_{см}$ и значения коэффициента технического использования, отражающего простои в технических обслуживаниях и ремонтах.

После подстановки и преобразования получаем для одной машины зависимость прибыли от выручки и себестоимости механизированных работ с учетом часовой эксплуатационной производительности и продолжительности выполнения работ [7]:

$$П = (C_T - C_e) P_T k_B T_0 k_{Тч}; \quad (5)$$

$$T_0 = D_p T_{см} k_{см},$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, ч.

Применение модернизированных карьерных самосвалов обеспечивает повышение производительности, снижение простоев и увеличение количества рабочего времени и прибыли.

Прибыль от использования карьерного самосвала, модернизированного бортовой системой автоматического диагностирования, определяется по формуле [7]

$$П = (C_T - C_e) P_T k_B D_p k_{см} T_{см}, \quad (6)$$

где P_T – техническая производительность, т/ч; k_B – коэффициент внутрисменного режима работы, получаемый по данным хронометража, $k_B = 0,73$; D_p – количество рабочих суток за рассматриваемый период (за год) (для модернизированной машины увеличилось на 9 сут); C_T – отпускная цена единицы продукции (щебня) за вычетом НДС 20 %, р./т, $C_T = 38888$ р./т.

Техническая производительность

$$P_T = q n_e \gamma, \quad (7)$$

где q – грузоподъемность автомобиля, т, $q = 55$ т; n_e – число ездов, т. е. циклов, за один день, $n_e = 20$; γ – коэффициент использования грузоподъемности, $\gamma = 0,95$.

Стоимость машиночаса определяется по формуле

$$C_{мч} = C_a + C_{зп} + C_{тсм} + C_{тор} + C_{б.и.д.}, \quad (8)$$

где C_a – амортизационные отчисления, р./маш.-ч; $C_{зп}$ – заработная плата водителя самосвала, $C_{зп} = 2600$ р./маш.-ч; $C_{тсм}$ – стоимость топливно-смазочных материалов, $C_{тсм} = 231400$ р./маш.-ч; $C_{тор}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонты, $C_{тор} = 60185$ р./маш.-ч; $C_{б.и.д.}$ – затраты на замену быстроизнашивающихся деталей, $C_{б.и.д.} = 2900$ р./маш.-ч.

Амортизационные отчисления на 1 маш.-ч рабочего времени определяются по формуле

$$C_a = \frac{CH_a}{100T_{ч}} \cdot K_{ин}, \quad (9)$$

где C – балансовая стоимость машины, р.; H_a – норма амортизационных отчислений, %; $K_{ин}$ – коэффициент изменения нормы амортизационных отчислений; $T_{ч}$ – количество часов рабочего времени в год, ч.

Определим по формуле (5) амортизационные отчисления на 1 маш.-ч рабочего времени для самосвала, не оснащенного бортовой диагностической системой:

$$C_a = \frac{560000000 \cdot 14,3}{100 \cdot 2072} \cdot 1,0 = 38649 \text{ р./маш.-ч.}$$

Таким образом, стоимость 1 маш.-ч до модернизации самосвала на основании формулы (4) будет

$$C_{\text{мч}} = 38649 + 2600 + 231400 + \\ + 60185 + 2900 = 335734 \text{ р./маш.-ч.}$$

Аналогично определим стоимость 1 маш.-ч самосвала с установленной на нем бортовой системой диагностирования (в этом случае амортизационные отчисления на 1 маш.-ч рабочего времени будут составлять 41354 р./маш.-ч):

$$C_{\text{мч}} = 41354 + 2600 + 220381 + \\ + 48536 + 2900 = 315771 \text{ р./маш.-ч.}$$

Снижение стоимости топливно-смазочных материалов ($C_{\text{тсм}} = 220381$ р./маш.-ч) обусловлено снижением путевого расхода топлива на 5 % [2].

Снижение стоимости затрат на техническое обслуживание и ремонты ($C_{\text{тор}} = 48536$ р./маш.-ч) связано с оперативным и эффективным определением технического состояния ГМП и машины

в целом, а также с увеличением длительности межремонтного периода на 25 % по данным [6].

Увеличение технической и, соответственно, эксплуатационной производительности усовершенствованного самосвала связано с увеличением средней скорости движения самосвала на 7 % и увеличением числа ездов (циклов) за один день ($n_e = 21$) [6].

Увеличение (прирост) прибыли от модернизации самосвала (оснащен бортовой диагностической системой ГМП), %, определяется по формуле

$$\Delta\Pi = \frac{\Pi_2 - \Pi_1}{\Pi_1} \cdot 100. \quad (10)$$

Результаты расчета сведены в табл. 3.

Табл. 3. Результаты расчета экономического эффекта в виде прироста прибыли от эксплуатации карьерных самосвалов БелАЗ, оснащенных бортовой системой диагностирования ГМП

Показатель	Обозначение показателя	Единица измерения	Численное значение показателя	
			до модернизации машины	после модернизации
Техническая производительность	Π_T	т/ч	1045	1097
Эксплуатационная производительность	$\Pi_э$	т/ч	762,9	800,8
Стоимость 1 маш.-ч	$C_{\text{мч}}$	р./ч	335734	312678
Приведенные затраты	$C_e^{\text{пр}}$	р./т	616,1	552,1
Количество рабочих дней за рассматриваемый период	D_p		259	268
Количество рабочего времени за рассматриваемый период	$T_{\text{ч}}$	ч	2072	2144
Прибыль от использования одного карьерного самосвала	Π	млн р.	7562,19	8227,44
Увеличение (прирост) прибыли от модернизации одного самосвала бортовой диагностической системой ГМП	$\Delta\Pi = \frac{\Pi_2 - \Pi_1}{\Pi_1} \cdot 100$	%	—	8,8

Выводы

Повышение эффективности и рентабельности эксплуатации машин транспортной и строительно-дорожной отрасли, оснащенных ГМП, а также их безот-

казная работа обеспечивается путем комплексной диагностики их технического состояния на основе использования бортовых автоматических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2009. – № 3. – С. 14–20.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.
3. **Тарасик, В. П.** Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 280 с. : ил.
4. **Рынкевич, С. А.** Новые технологии и проблемы науки на транспорте / С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 337 с. : ил.
5. **Тарасик, В. П.** Метод оперативного диагностирования гидромеханической передачи автомобиля на режиме гностического пробега / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 2. – С. 104–112.
6. **Рынкевич, С. А.** Закономерности динамического регулирования гидромеханической передачи карьерного самосвала при создании системы бортового диагностирования / С. А. Рынкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 102–112.
7. **Максименко, А. Н.** Оценка эффективности использования гидрофицированных машин на всех этапах их эксплуатации / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова // Механизация строительства. – 2010. – № 10. – С. 17–19.

LIST OF LITERATURE

1. **Maksimenko, A. N.** Determination of the expediency of road-building machines usage and assessment of their operation efficiency / A. N. Maksimenko, D. Y. Makatsariya, V. V. Kutuzov // Mechanization of construction industry. – 2009. – № 3. – P. 14–20.
2. Diagnosis of hydromechanical transmissions of mobile machinery / N. N. Gorbatenko [etc.] ; ed. by DSc, Prof. V. P. Tarasik. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2010. – 511 p. : il.
3. **Tarasik, V. P.** Technologies of artificial intellect in diagnosing vehicles / V. P. Tarasik, S. A. Rynkevich. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2007. – 280 p. : il.
4. **Rynkevich, S. A.** New technologies and problems of science in transportation / S. A. Rynkevich. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2009. – 337 p. : il.
5. **Tarasik, V. P.** Method of operative diagnostics of vehicle hydromechanical transmission in the mode of gnostic running / V. P. Tarasik, S. A. Rynkevich // Herald of Belarus.-Rus. Un-ty. – 2011. – № 2 (31). – P. 104–112.
6. **Rynkevich, S. A.** Regularities of dynamic adjustment of hydromechanical transmission of off-highway dump trucks in creating the on-board diagnostic system / S. A. Rynkevich // Herald of Belarus.-Rus. Un-ty. – 2011. – № 3 (32). – P. 102–112.
7. **Maksimenko, A. N.** Assessment of efficiency of using hydroficated machines at all stages of their operation / A. N. Maksimenko, V. V. Kutuzov, E. V. Kutuzova // Mechanization of construction industry. – 2010. – № 10. – P. 17–19.

Статья сдана в редакцию 4 января 2012 года

Сергей Анатолевич Рынкевич, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: rynkev@tut.by.

Александр Николаевич Егоров, генеральный конструктор ОАО БелАЗ.

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел. +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Алексей Никифорович Максименко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-295-44-77-75.

Sergey Anatolyevich Rynkevich, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University.
E-mail: rynkev@tut.by.

Alexander Nikolayevich Yegorov, Chief designer of OAO BelAZ.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel. +375-222-25-36-45.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Alexei Nikiforovich Maksimenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University.
Tel. +375-295-44-77-75.

УДК 629.3: 001.891.573

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА МНОГОДИСКОВЫХ
ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ**

UDC 629.3: 001.891.573

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, V. S. Savitsky

**THE SIMULATION OF THE PROCESS OF HYDROMECHANICAL
TRANSMISSION MULTIPLATE FRICTION CLUTCHES HEATING**

Аннотация

Изложена методика моделирования процесса нагрева фрикционных дисков многодисковых фрикционов системы управления переключением передач. Приведены результаты моделирования и анализа температуры нагрева дисков при буксовании фрикционов гидромеханической передачи карьерного самосвала БелАЗ грузоподъемностью 60 т. Показано влияние процессов управления фрикционами и двигателем на температуру нагрева дисков при переключении передач.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, многодисковый фрикцион, фрикционный диск, пара трения, удельная работа трения, температура нагрева фрикционного диска.

Abstract

Methods of modeling the process of heating of friction discs of multiplate clutches of gear changing control system are presented. The paper gives the results of modeling and analyzing the temperature of disks heating in skidding of hydromechanical transmission friction clutches of the BelAZ 60-ton quarry dump truck. The influence of friction clutches and engine control upon the temperature of disk heating in gear shifting is shown.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, multiplate clutch, friction disk, friction couple, specific friction work, friction disk heating temperature.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30...90 т применяются гидромеханические передачи (ГМП). Основные компоненты ГМП – гидродинамический трансформатор (ГДТ), многоступенчатая механическая коробка передач (КП) и система управления. Переключение ступеней коробки передач осуществляется многодисковыми фрикционами с гидроприводом управления. Опыт эксплуатации самосвалов показывает, что надежность и долговечность ГМП в основном определяется работоспособностью фрикционов. Поэтому при проектировании ГМП возникает необходимость тщательного

анализа условий работы фрикционов и научно-технического обоснования выбора их параметров.

Работа фрикционов характеризуется высоким уровнем механических нагрузок на фрикционные диски, высокими значениями давления на поверхностях трения и температуры нагрева дисков. На функционирование фрикционов в процессе переключения ступеней оказывает существенное влияние множество факторов: характеристики двигателя, структура и параметры механизмов трансмиссии, характеристики ходовой системы машины, способы и алгоритмы управления фрикционами и

двигателем, условия эксплуатации, квалификация водителей и др.

На этапе проектирования ГМП определение механической и тепловой нагруженности фрикционов осуществляется на основе математического моделирования процессов их функционирования с учетом физических свойств и параметров всех механизмов, участвующих в передаче энергии двигателя к ведущим колесам машины.

В статье приведена методика моделирования и результаты анализа теплонапряженности фрикционов ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555 грузоподъемностью 60 т. Методика осно-

вана на математическом описании механической части трансмиссии, тепловых физических свойств фрикционных дисков, характеристик двигателя, гидротрансформатора, внешней среды, характеристик управления двигателем и фрикционами ГМП. Для оценки результатов анализа механических нагрузок трансмиссии и температуры нагрева фрикционных дисков использована соответствующая система показателей.

На рис. 1 показана динамическая модель трансмиссии самосвала, построенная на основе метода сосредоточенных масс [1].

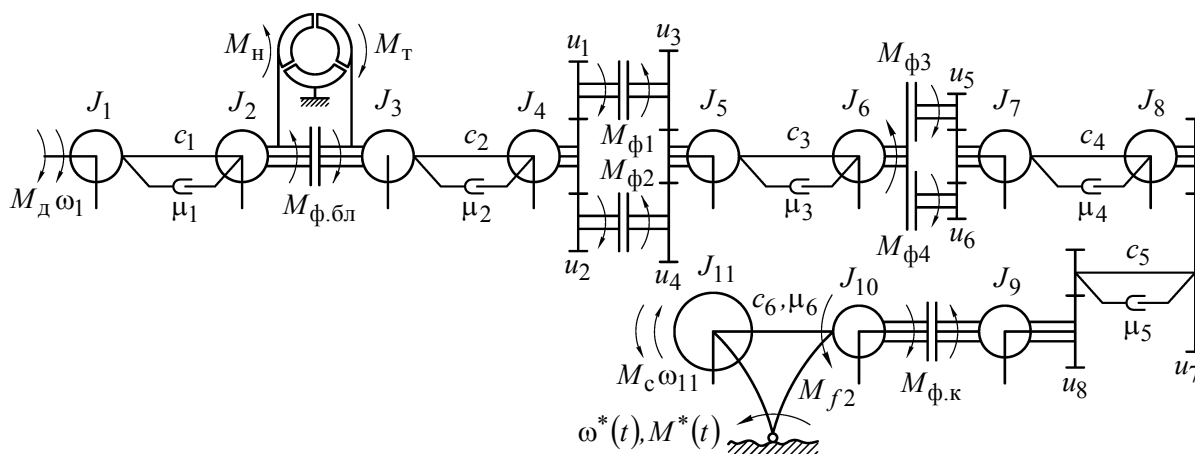


Рис. 1. Динамическая модель трансмиссии

Приняты следующие обозначения параметров модели: J_i – момент инерции i -й сосредоточенной массы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; c_j – коэффициент жесткости j -го упругого элемента, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; μ_j – коэффициент демпфирования j -го диссипативного элемента, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$; u_k – передаточное число k -го трансформаторного элемента; M_d – вращающий момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_n , M_t – моменты насосного и турбинного колес ГДТ, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_{f2} – момент сопротивления качению ведущих колес машины, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_c – суммарный

приведенный момент сопротивления движению машины, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{ф.бл}$ – момент трения фрикциона блокировки ГДТ, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{фq}$ – момент трения q -го фрикциона коробки передач, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{ф.к}$ – момент сцепления ведущих колес с дорогой, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M^*(t)$, $\omega^*(t)$ – функции воздействий неровностей дороги на окружающую деформацию шин ведущих колес.

Для составления математического описания динамической модели трансмиссии использован структурно-матричный метод [1] и получены топологические и компонентные уравнения.

Топологические уравнения описывают условия динамического равновесия по-

тенциалов (вращающих моментов), действующих на сосредоточенные массы:

$$\left. \begin{aligned}
 d\omega_1/dt &= (M_{д1} - M_{y1} - M_{д1})/J_1; \\
 \frac{d\omega_2}{dt} &= \frac{-M_{н1} - M_{ф.бл} \operatorname{sign}\omega_{ф.бл} (1 - L_{ф.бл}) + (M_{y1} + M_{д1}) - (M_{y2} + M_{д2}) L_{ф.бл} P_{ф.бл}}{J_2 + J_3 L_{ф.бл}}; \\
 \frac{d\omega_3}{dt} &= \frac{M_{т1} + M_{ф.бл} \operatorname{sign}\omega_{ф.бл} (1 - L_{ф.бл}) + (M_{y1} + M_{д1}) L_{ф.бл} P_{ф.бл} - (M_{y2} + M_{д2})}{J_2 L_{ф.бл} + J_3}; \\
 d\omega_4/dt &= \left[-\frac{M_{ф1} \operatorname{sign}\omega_{ф1} (1 - L_{ф1})}{u_1 \eta_1} - \frac{M_{ф2} \operatorname{sign}\omega_{ф2} (1 - L_{ф2})}{u_2 \eta_2} + (M_{y2} + M_{д2}) - \right. \\
 &\quad \left. - (M_{y3} + M_{д3}) \left(\frac{L_{ф1} P_{ф1}}{u_1 \eta_1 u_3 \eta_3} + \frac{L_{ф2} P_{ф2}}{u_2 \eta_2 u_4 \eta_4} \right) \right] / \left[J_4 + J_5 \left\{ \frac{L_{ф1}}{(u_1 u_3)^2} + \frac{L_{ф2}}{(u_2 u_4)^2} \right\} \right]; \\
 d\omega_5/dt &= \left[M_{ф1} \operatorname{sign}\omega_{ф1} (1 - L_{ф1}) u_3 \eta_3 + M_{ф2} \operatorname{sign}\omega_{ф2} (1 - L_{ф2}) u_4 \eta_4 - (M_{y3} + M_{д3}) + \right. \\
 &\quad \left. + (M_{y2} + M_{д2}) (L_{ф1} P_{ф1} u_1 \eta_1 u_3 \eta_3 + L_{ф2} P_{ф2} u_2 \eta_2 u_4 \eta_4) \right] / \left[J_4 (L_{ф1} u_1^2 u_3^2 + L_{ф1} u_1^2 u_3^2) + J_5 \right]; \\
 d\omega_6/dt &= \left[-M_{ф3} \operatorname{sign}\omega_{ф3} (1 - L_{ф3}) - M_{ф4} \operatorname{sign}\omega_{ф4} (1 - L_{ф4}) + (M_{y3} + M_{д3}) - \right. \\
 &\quad \left. - (M_{y4} + M_{д4}) \left\{ L_{ф3} P_{ф3} / (u_5 \eta_5) + L_{ф4} P_{ф4} / (u_6 \eta_6) \right\} \right] / \left[J_6 + J_7 (L_{ф3} / u_5^2 + L_{ф4} / u_6^2) \right]; \\
 d\omega_7/dt &= \left[M_{ф3} \operatorname{sign}\omega_{ф3} (1 - L_{ф3}) u_5 \eta_5 + M_{ф4} \operatorname{sign}\omega_{ф4} (1 - L_{ф4}) u_6 \eta_6 - (M_{y4} + M_{д4}) + \right. \\
 &\quad \left. + (M_{y3} + M_{д3}) (L_{ф3} P_{ф3} u_5 \eta_5 + L_{ф4} P_{ф4} u_6 \eta_6) \right] / \left[J_6 (L_{ф3} u_5^2 + L_{ф4} u_6^2) + J_7 \right]; \\
 d\omega_8/dt &= \left[(M_{y4} + M_{д4}) - (M_{y5} + M_{д5}) / (u_7 \eta_7) \right] / J_8; \\
 d\omega_9/dt &= \frac{-M_{ф.к} \operatorname{sign}\omega_{ф.к} (1 - L_{ф.к}) + (M_{y5} + M_{д5}) u_8 \eta_8 - (M_{y6} + M_{д6}) L_{ф.к} P_{ф.к}}{(J_9 + J_{10} L_{ф.к})}; \\
 d\omega_{10}/dt &= \left[-M_{ф2} + M_{ф.к} \operatorname{sign}\omega_{ф.к} (1 - L_{ф.к}) + (M_{y5} + M_{д5}) u_8 \eta_8 L_{ф.к} P_{ф.к} - \right. \\
 &\quad \left. - (M_{y5} + M_{д5}) \right] / (J_9 L_{ф.к} + J_{10}); \\
 d\omega_{11}/dt &= (-M_{с1} - M_{y6} - M_{д6}) / J_{11},
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ω_i – угловая скорость вращения i -й сосредоточенной массы, рад/с; M_{yj} , $M_{дj}$ – моменты j -го упругого и диссипативного элементов соответственно, Н·м; η_k – КПД k -го трансформаторного элемента; $L_{фq}$ – дискретная функция

состояния q -го фрикционного элемента; $P_{фq}$ – дискретная функция размыкания фрикционного элемента.

Система уравнений (1) дополняется компонентными уравнениями, описывающими физические свойства упругих и диссипативных элементов:

$$\frac{dM_{yj}}{dt} = -c_j \sum_{i=1}^n I_{ij} \omega_i S_{ij}, \quad (2)$$

где I_{ij} – инцидентор j -го упругого элемента, определяющий его связь с i -й массой [1]; S_{ij} – функция учета параметров трансформаторных элементов, связанных с i -й массой и j -м упругим элементом; n – количество сосредоточенных масс.

Моменты диссипативных элементов определяют по аналогичной формуле, только вместо dM_{yj}/dt подставляют M_{dj} , а вместо c_j – коэффициент демпфирования μ_j .

Дискретная функция $L_{\phi q}$ вычисляется из выражения

$$L_{\phi q} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\phi q}| \leq \Delta\omega_q; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\phi q}| > \Delta\omega_q, \end{cases} \quad (3)$$

где $\omega_{\phi q}$ – скорость относительного скольжения дисков q -го фрикциона, рад/с; $\Delta\omega_q$ – допустимая скорость скольжения, определяющая условие замыкания фрикциона (принимают в пределах 1...3 % от начального значения $\omega_{\phi q}$).

При $L_{\phi q} = 1$ фрикцион замкнут, а при $L_{\phi q} = 0$ – разомкнут (буксует).

Дискретная функция $P_{\phi q}$ вычисляется по формуле

$$P_{\phi q} = 0,5[1 + \text{sign}(M_{\phi q} - |(M_{yq} + M_{dq})S_{ij}|)]. \quad (4)$$

При $M_{\phi q} < |(M_{yq} + M_{dq})S_{ij}|$ получаем $P_{\phi q} = 0$, что приводит к размыканию фрикциона.

При моделировании температурного поля фрикционных дисков примем следующие допущения [2]:

– тепловой поток одномерный и направлен по нормали к поверхностям трения;

– генерирование теплового потока на поверхностях дисков обусловлено работой трения;

– теплофизические коэффициенты λ и C не зависят от температуры;

– отводом теплоты в окружающую среду пренебрегаем в связи с кратковременностью процесса буксования;

– фрикционные диски представляют собой плоские бесконечные пластины конечной толщины, ограниченные двумя плоскостями $x = 0$ и $x = b/2$, при равномерно распределенном тепловом источнике в плоскости $x = 0$ и теплоизолированной поверхности $x = b/2$.

Температурное поле фрикционных дисков определяется решением дифференциального уравнения теплопроводности Фурье. В одномерном случае, когда теплопередача осуществляется только вдоль оси x , уравнение имеет вид [1]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C\rho} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (5)$$

где T – температура; λ – коэффициент теплопроводности материала дисков, Вт/(м·К); C – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; t – текущее время, с.

Граничные условия для принятой модели теплопередачи

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = \frac{\Phi}{\lambda A}; \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=b/2} = 0. \quad (6)$$

Введем дискретизацию фрикционных элементов по координате x , выделив в диске тонкие слои толщиной h , и аппроксимируем частную производную $\partial^2 T / \partial x^2$ методом конечных разностей:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{h^2} [T(x+h, t) - 2T(x, t) + T(x-h, t)], \quad (7)$$

где x , $x+h$, $x-h$ – геометрические координаты слоев; h – шаг дискретизации.

В результате получаем систему обыкновенных линейных дифференциальных уравнений, описывающих температурное поле по толщине фрикционного диска:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} &= \frac{\Phi}{C_1 \rho_1 h_1} - \frac{\lambda_2}{C_2 \rho_2 h_2^2} (T_1 - T_2); \\ &\dots \\ \frac{dT_i}{dt} &= \frac{\lambda_i}{C_i \rho_i h_i^2} (T_{i-1} - T_i) - \\ &\quad - \frac{\lambda_{i+1}}{C_{i+1} \rho_{i+1} h_{i+1}^2} (T_i - T_{i+1}); \\ &\dots \\ \frac{dT_n}{dt} &= \frac{2\lambda_n}{C_n \rho_n h_n^2} (T_{n-1} - T_n). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Во фрикционах ГМП самосвала БелАЗ-7555 используется пара трения сталь 65Г – металлокерамика МК-5. Металлокерамическая накладка закреплена на стальной основе фрикционного диска методом спекания. Для стального и металлокерамического дисков составляются отдельные системы уравнений вида (8). При этом учитывается различие теплофизических констант для стали и металлокерамики, а также наличие маслосгонных канавок на металлокерамической накладке, уменьшающих площади поверхности и объемы выделяемых слоев.

Удельный тепловой поток Φ , генерируемый на поверхности одной пары трения:

$$\Phi = \frac{P_{\text{тр}}}{A_{\text{ф}} z_{\text{ф}}} = \frac{M_{\text{ф}} |\omega_{\text{ф}}|}{A_{\text{ф}} z_{\text{ф}}}, \quad (9)$$

где $P_{\text{тр}}$ – мощность трения, Вт; $A_{\text{ф}}$ – площадь поверхности трения, м^2 ; $z_{\text{ф}}$ – количество пар трения; $M_{\text{ф}}$ – момент трения фрикциона, Н·м; $\omega_{\text{ф}}$ – скорость относительного скольжения дисков

фрикциона, рад/с.

Тепловые потоки $\Phi_{\text{ст}}$ и $\Phi_{\text{мк}}$, поглощаемые соответственно стальным и металлокерамическим дисками пары трения, различаются. Их распределение между дисками определяется из соотношений

$$\Phi_{\text{ст}} = K_{\lambda_{\text{ст}}} \Phi = K_{\lambda_{\text{ст}}} P_{\text{тр}} / (A_{\text{ф}} z_{\text{ф}}); \quad (10)$$

$$\Phi_{\text{мк}} = K_{\lambda_{\text{мк}}} \Phi = K_{\lambda_{\text{мк}}} P_{\text{тр}} / (A_{\text{ф}} z_{\text{ф}}), \quad (11)$$

где $K_{\lambda_{\text{ст}}}$, $K_{\lambda_{\text{мк}}}$ – коэффициенты распределения теплового потока между дисками пары трения.

Значения $K_{\lambda_{\text{ст}}}$ и $K_{\lambda_{\text{мк}}}$ определяются по формуле Ф. Шаррона, согласно которой

$$K_{\lambda_{\text{ст}}} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_{\text{мк}} C_{\text{мк}} \rho_{\text{мк}}}{\lambda_{\text{ст}} C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}}} \right)^{-1}; \quad (12)$$

$$K_{\lambda_{\text{мк}}} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_{\text{ст}} C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{мк}} C_{\text{мк}} \rho_{\text{мк}}}} \right)^{-1}. \quad (13)$$

Для выбора шага сетки h метода конечных разностей был проведен вычислительный эксперимент, в котором принималась равномерная (регулярная) сетка с постоянными значениями h_i , но различной величины, и неравномерная сетка с увеличением шага h_i по мере удаления от поверхности трения. На рис. 2 приведены графики поверхностной температуры стального диска $T_{\text{ст}}$ и удельной мощности трения $P_{\text{уд}}$. Графики 1...3 получены при использовании разработанной функции для решения уравнений (8) в MATLAB при равномерном шаге сетки h : 1 – $h=0,05$; 2 – $h=0,1$; 3 – $h=0,2$ мм. График 4 соответствует неравномерной сетке, шаг которой изменялся в пределах $0,1 \dots 0,2$ мм. Очевидно, что сетка должна быть равномерной. Это обусловлено тем, что увеличение толщины последующих слоев диска эквивалентно снижению их

теплопроводности, вследствие чего замедляется теплопередача и повышается температура нагрева поверхностных слоёв. Это хорошо видно из уравнений (8). Чем меньше шаг сетки, тем быстрее происходит прогрев слоёв диска и точнее результат. Кривая 5 получена с использованием стандартной функции

pdepe в MATLAB, кривая 6 – тепловой модели **Simscape**, а кривая 7 – методом конечных элементов в ANSYS. Существенная разница результатов, получаемых по различным моделям, свидетельствует о необходимости экспериментальной проверки.

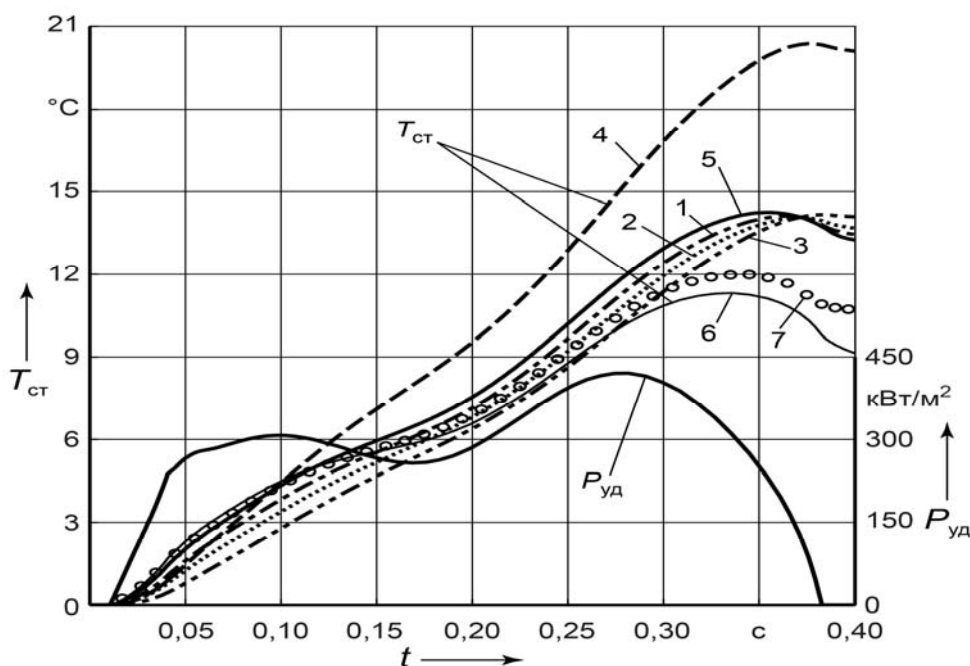


Рис. 2. Графики поверхностной температуры стального диска

Приведенные далее результаты получены с помощью разработанной функции для MATLAB при шаге сетки $h = 0,1$ мм. Выполнялось моделирование движения самосвала в условиях полигона ОАО «Белорусский автомобильный завод». При моделировании принимались два испытательных маршрута движения: трогание с места и разгон самосвала на горизонтальном участке длиной 380 м; трогание с места и движение на подъем на участке длиной 180 м при уклоне $h = 0,08$.

Трогание самосвала с места осуществлялось на 1-й ступени КП. При этом предполагалось, что фрикцион диапазона Φ_3 включен предварительно на нейтрالي, а трогание осуществляется

включением фрикциона Φ_1 . Педаль акселератора при трогании с места фиксировалась в положении $\gamma_a = 20$ %, что соответствует начальной частоте вращения вала двигателя (частоте холостого хода) $n_{xx} = 908,3$ об/мин. Это положение γ_a удерживалось постоянным в течение 1,5 с для того, чтобы обеспечить полное завершение процесса буксования фрикциона Φ_1 . Затем в течение времени 1 с положение педали акселератора увеличивалось по линейной характеристике до значения $\gamma_a = 100$ %, после чего продолжалось движение самосвала до момента переключения на следующую передачу.

Переключение передач осуществ-

лялось в соответствии с алгоритмом мехатронной системы автоматического управления ГМП при трех вариантах взаимодействия с электронной системой управления двигателем:

- 1) без воздействий на программу управления двигателем при $\gamma_a = 100\%$;
- 2) с уменьшением вращающего момента двигателя на 20% ;
- 3) с уменьшением настройки скоростного режима двигателя путем снижения координаты γ_a на 16% .

Первый вариант управления в дальнейшем будем называть «без управления двигателем»; второй вариант – «управление моментом двигателя»; третий – «управление скоростным режимом».

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Управление фрикционами при переключении передач выполнялось в трех вариантах:

- 1) с отрицательным перекрытием характеристик давления выключаемого и включаемого фрикционов;
- 2) с нулевым перекрытием характеристик;
- 3) с положительным перекрытием.

Время отрицательного перекрытия принималось равным $0,07$ с. Выключение фрикциона блокировки гидротрансформатора при переключениях передач во всех опытах осуществлялось одновременно с выключением фрикциона предыдущей передачи. После переключения передачи гидротрансформатор блокировался. На приведенных ниже рисунках показаны графики, полученные при трогании самосвала с места и движении на подъем при управлении фрикционами с нулевым перекрытием, но без управления двигателем.

На рис. 3, а представлены графики изменения вращающих моментов двигателя M_d , насосного колеса M_n и тур-

бины M_T гидротрансформатора, а на рис. 3, б – графики моментов на валу турбины M_{y2} и на карданном валу M_{y4} . В момент времени $t = 0,4$ с началось включение фрикциона первой передачи Φ_1 , и самосвал трогался с места. При $t = 4,4$ с происходит переключение передач $1 \rightarrow 2$, а при $t = 6,6$ с блокируется гидротрансформатор, при этом $n_T = n_d$, $M_n = M_T = 0$, т. е. воздействие M_n и M_T на движение масс трансмиссии исключается, а вместо них подключается момент двигателя M_d . Переключение $2 \rightarrow 3$ произошло в момент времени $10,3$ с. Из приведенных графиков видно, что при переключении передач и блокировании ГДТ происходят всплески моментов M_{y2} и M_{y4} .

На рис. 4, а показаны графики изменения удельной мощности трения фрикционов включаемых передач $P_{уд}$, а на рис. 4, б – удельной работы буксования $W_{уд}$. На рис. 5, а приведены графики изменения температуры в четырех слоях (поверхностном, срединном и двух промежуточных) стальных дисков фрикциона 1-й передачи при трогании самосвала, а на рис. 5, б – фрикциона 3-й передачи при переключении $2 \rightarrow 3$.

Для оценки влияния способов управления фрикционами и двигателем на динамические нагрузки в трансмиссии и теплонапряженность фрикционов полученные результаты моделирования представлены в виде диаграмм. На рис. 6 приведены диаграммы удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы $W_{уд}$ трения, а на рис. 7 – температуры стальных дисков $T_{ст}$ фрикциона 3-й передачи и коэффициента динамичности момента на карданном валу k_d при переключении $2 \rightarrow 3$.

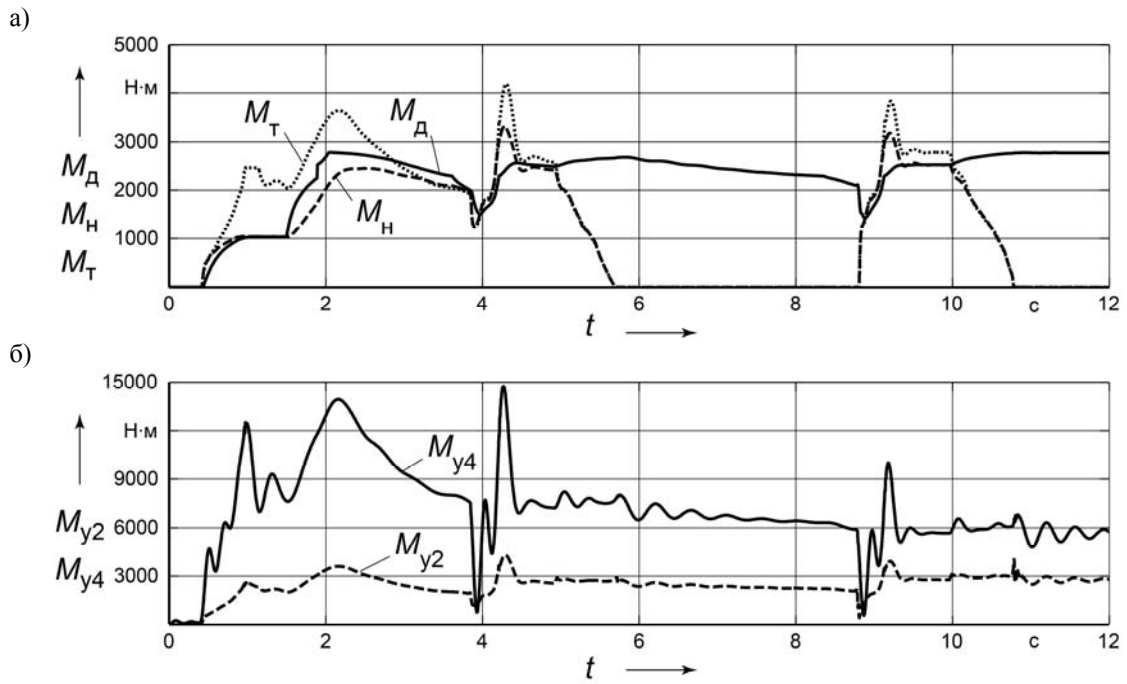


Рис. 3. Графики моментов двигателя и колес ГДТ (а) и коэффициентов динамичности моментов на валу турбины и карданном валу (б)

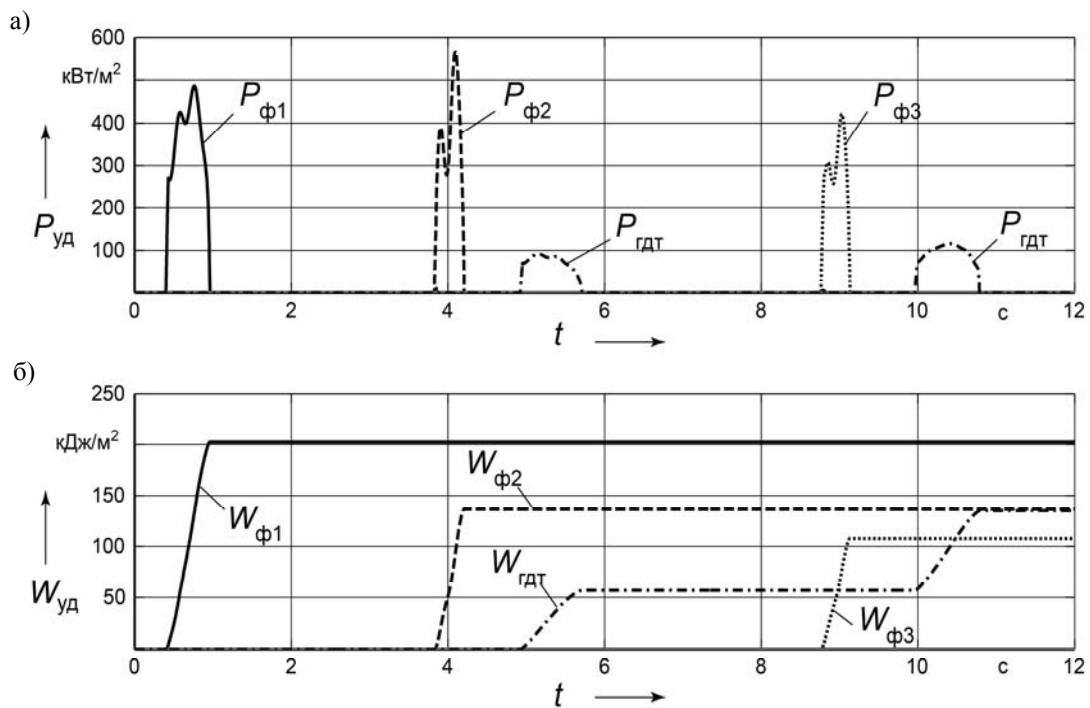


Рис. 4. Графики удельной мощности (а) и удельной работы трения фрикционов (б)

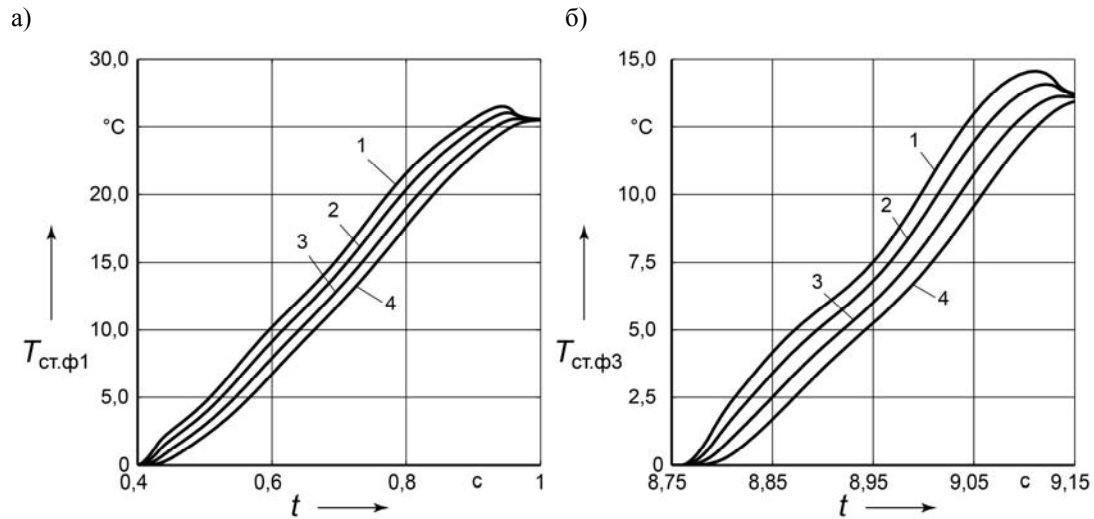


Рис. 5. Графики температуры в четырех слоях стальных дисков фрикционов 1-й (а) и 3-й (б) передач

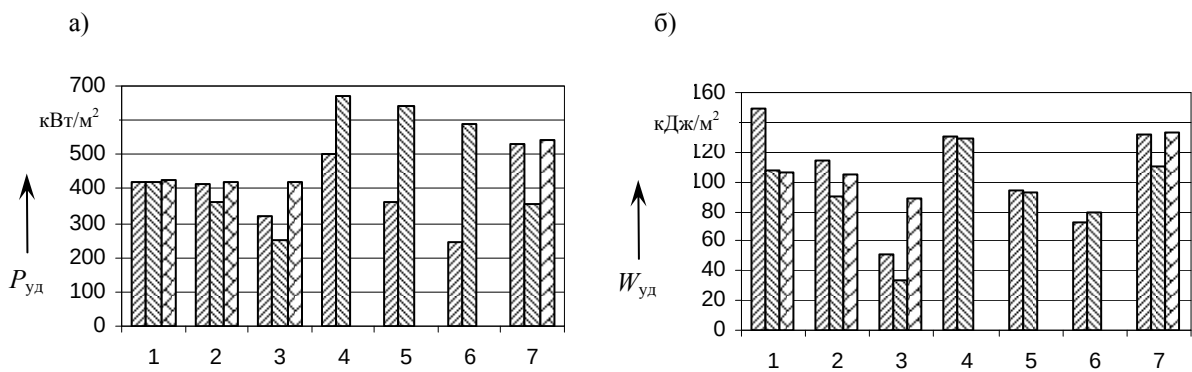


Рис. 6. Диаграммы удельной мощности (а) и удельной работы трения фрикциона (б)

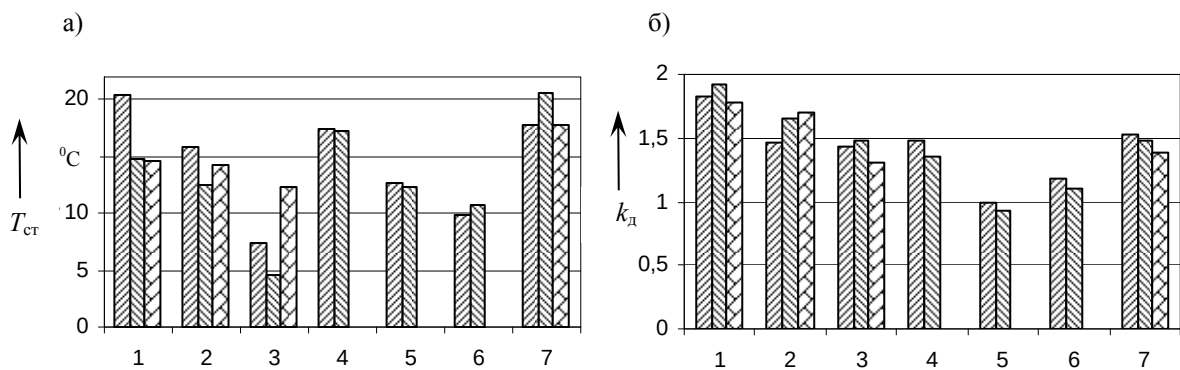


Рис. 7. Диаграммы температуры стальных дисков фрикциона (а) и коэффициента динамичности момента на карданном валу (б)

Коэффициент динамичности вычислялся по формуле

$$k_d = M_{yi} / M_{ном i}, \quad (14)$$

где $M_{ном i}$ – момент на карданном валу на i -й передаче при номинальном моменте двигателя.

Вариант 1 соответствует переключению передач без управления двигателем; вариант 2 – переключению с управлением моментом двигателя; вариант 3 – переключению с управлением скоростным режимом двигателя. Управление фрикционами при этом осуществлялось по заданной программе изменения давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах фрикционов (программное управление). Варианты 4...6 отличаются от вариантов 1...3 тем, что управление фрикционами осуществлялось посредством ПИД-регулятора, который обеспечивал адаптацию характеристики управления к изменению параметров процесса буксования фрикционов. Алгоритм работы ПИД-регулятора описан в [3]. Во всех упомянутых вариантах использовалась характеристика коэффициента трения, зависящая от скорости скольжения фрикционных дисков. Для оценки влияния переменности коэффициента трения на исследуемые процессы в варианте 7 было принято его постоянное значение, не зависящее от скорости скольжения. При этом использовалось программное управление фрикционами.

При моделировании вариантов 1...3 и 7 осуществлялись переключения с отрицательным перекрытием включения фрикционов (левые столбцы), с нулевым перекрытием (средние столбцы) и с положительным перекрытием (правые столбцы). Величина отрицательного перекрытия составляла $-0,07$ с, а положительного – $+0,2$ с. На всех диаграммах, приведенных на рис. 6 и 7, использованы одинаковые обозначения столбцов. Положительное перекрытие при управлении посредством ПИД-регуля-

тора не применялось.

Сравним вначале результаты первых трех вариантов. Наименьшие значения параметров $P_{уд}$, $W_{уд}$ и $T_{ст}$ получаются при нулевом перекрытии (средние столбцы) и управлении скоростным режимом двигателя (третий вариант). Так, при нулевом перекрытии управление моментом двигателя снижает удельную работу трения с $107,6$ до $89,6$ кДж/м², а управление скоростным режимом – до $33,2$ кДж/м². Температура стальных дисков при этом снижается с $14,8$ соответственно до $12,5$ и до $4,7$ °С. Отрицательное и положительное перекрытия увеличивают теплонапряженность дисков. При отрицательном перекрытии это происходит из-за разрыва потока энергии, передаваемой от двигателя к ведущим колесам, вследствие чего маховик двигателя и массы ведущих частей трансмиссии увеличивают кинетическую энергию, которую придется поглотить фрикциону в процессе переключения передачи. Положительное перекрытие увеличивает работу трения из-за циркуляции мощности в замкнутом контуре, образуемом включаемым и выключаемым фрикционами. Однако на динамические нагрузки положительное перекрытие оказывает полезное влияние (см. рис. 7, б).

Управление фрикционами посредством ПИД-регулятора в целом снижает работу трения и температуру нагрева дисков (см. рис. 6, б и 7, а) и значительно снижает динамичность моментов трансмиссии (см. рис. 7, а). Но наиболее существенно то, что при этом система обеспечивает адаптацию характеристик управления фрикционами к изменяемым параметрам процесса буксования, прежде всего к изменению коэффициента трения. Кроме того, время буксования фрикциона строго ограничено заданной величиной настройки ПИД-регулятора, что исключает его перегрев в любых условиях движения машины.

При использовании фрикционных материалов с постоянным коэффициентом

том трения можно снизить динамические нагрузки (см. рис. 7, б), но работа буксования (см. рис. 6, б) и температура нагрева дисков (см. рис. 7, а) при программном управлении не снижается и может даже возрастать.

Таким образом, проведенные исследования показали, что наиболее рационально при переключении передач в

ГМП осуществлять управление фрикционными с нулевым перекрытием при одновременном управлении режимами двигателя. Такой способ управления позволяет существенно снизить тепловую нагрузку фрикционных и динамические нагрузки в трансмиссии, повысить надежность и долговечность ГМП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет : учебник для вузов / И. П. Ксенович [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук И. П. Ксеновича. – М. : Машиностроение, 1991. – 544 с.
3. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

LIST OF LITERATURE

1. **Tarasik, V. P.** Mathematical modeling of engineering systems : textbook for HEIs / V. P. Tarasik. – Minsk : Dizain PRO, 2004. – 640 p.
2. Tractors. Development, designing and calculation : textbook for HEIs / I. P. Ksenevich [etc.] ; ed. by I. P. Ksenevich, DSc. – M. : Mashinostroenie, 1991. – 544 p.
3. Mechatronic system of hydromechanical transmission automatic control for BelAZ quarry dump trucks / V. P. Tarasik [etc.] // Truck. – 2011. – № 2. – P. 2–11.

Статья сдана в редакцию 21 декабря 2011 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Виктор Сергеевич Савицкий, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-0222-23-09-79. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Viktor Sergeyevich Savitsky, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-0222-47-72-67. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.014.27(476.7)

В. И. Драган, А. Б. Шурин

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ РАБОТА МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ СТРУКТУРНОЙ ОБОЛОЧКИ ПОКРЫТИЯ ЛЕДОВОГО КАТКА ПО УЛ. ГОЛОВАЦКОГО В Г. ГОМЕЛЕ

UDC 624.014.27(476.7)

V. I. Dragan, A. B. Shuryn

THE ACTUAL PERFORMANCE OF METAL COMPOSITE STRUCTURAL SHELL OF ROOFING FOR THE SKATING-RINK IN GOLOVATSKY STREET IN THE CITY OF GOMEL

Аннотация

Дано описание конструктивного решения большепролетной комбинированной оболочки покрытия ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле. Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) покрытия при его загрузке испытательной нагрузкой. Исследуется влияние прогонов на НДС покрытия.

Ключевые слова:

действительная работа, оболочка, структурное покрытие, конечно-элементная модель, натурные испытания.

Abstract

The design concept of the large-span combined structural shell of roofing for the skating-rink in Golovatsky street in Gomel is presented. The results of studying the stress and strain state (SSS) of roofing when tested under load are given. The influence of girders on roofing SSS is investigated.

Key words:

actual performance, shell, structural coating, finite-element model, actual test.

Конструктивное решение

Покрытие ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле по технической сложности пространственной структурной оболочки, новизне принятых конструктивных технических решений, перекрываемой площади без промежуточных опор и другим параметрам относится к уникальным сооружениям. Покрытие запроектировано

на кафедре строительных конструкций УО БрГТУ в 2007 г. [5, 6]. Оно имеет размеры в плане 49,092×57,82 м и представляет собой комбинированную пространственную структурную оболочку, в поперечном разрезе близкую по очертанию к синусоиде (рис. 1 и 2). Объединение стержней в единую конструкцию выполнено с помощью полых шаровых узлов системы БрГТУ (рис. 3, а) [4, 9].



Рис. 1. Общий вид комбинированного структурного покрытия

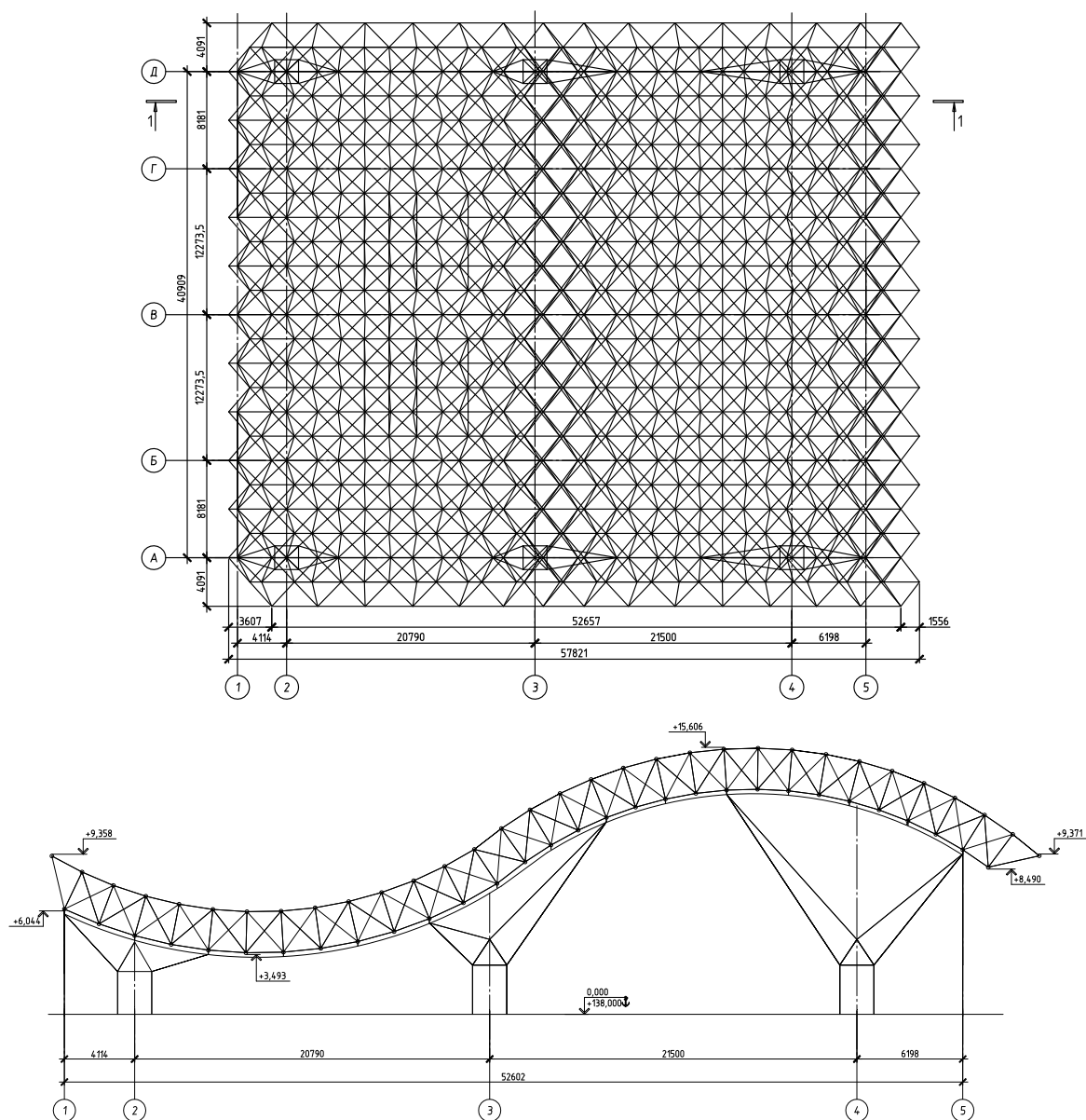


Рис. 2. План и поперечный разрез покрытия

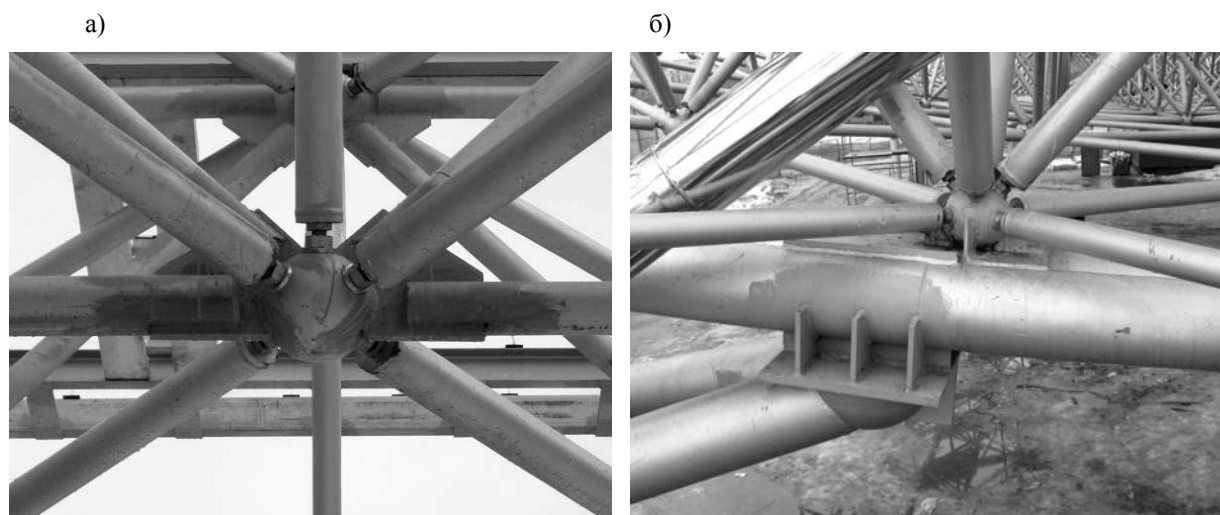


Рис. 3. Узлы комбинированной структурной оболочки: а – узел структурной оболочки; б – опирание оболочки на криволинейный ригель

Структурная оболочка имеет диагональные верхнюю и нижнюю поясные сетки с ячейками в виде ромбов (см. рис. 2). Высота структурной оболочки по осям 2400 мм, размер стороны ромба верхней поясной сетки 2861 мм, размеры сторон ромбов нижней поясной сетки – 2733; 2911; 3005 и 3053 мм. В качестве стержней в структурной оболочке применены трубы стальные горячекатаные по ГОСТ 8732 ($\varnothing$ 76x5, 89x5, 102x8, 114x9 и 121x11). В торцы стержневых элементов вварены круглые гайки с резьбой М30. Наиболее нагруженные стержневые элементы с величиной продольного усилия более 400 кН сопрягаются с узлами с помощью монтажной сварки через фасонку.

Для уменьшения строительной высоты покрытия и расхода металла структурная оболочка опирается нижними узлами на опорные площадки составных ригелей. Ригели выполнены из двух горячекатаных труб (ГОСТ 8732) сечением $\varnothing$ 273x10, объединенных в местах опирания узлов диафрагмами и площадками. Ригели, расположенные по оси А и Д, выполнены криволинейными в вертикальной плоскости. Ригели, смонтированные по оси 1 и 3, выполнены прямолинейными.

При этом можно выделить два принципиальных варианта конструктивного решения опорных узлов. Первый вариант разработан для случая, когда опорный узел структуры зафиксирован в проектом положении с помощью четырех ребер с использованием монтажной сварки (см. рис. 3, а). Данный вариант применен для случая, когда в узел приходят стержни, крепление которых в узлах выполнено с помощью болтов. Второй вариант применен для узлов, в которые приходят стержни с высоким уровнем усилий, и поэтому сопряжение таких стержней с полыми сферами выполнено на сварке. Ригели покрытия через подкосы опираются на пространственные опорные конструкции (рис. 3, б). Пространственные колонны по осям А и Д состоят из четырех сталежелезобетонных стоек с оболочкой в виде трубы $\varnothing$ 402x10, ригелей сечением $\varnothing$ 219x10 и подкосов сечениями $\varnothing$ 219x10, 273x10 и 273x14. Колонны-стойки по оси 1 состоят из труб сечением $\varnothing$ 402x10 и подкосов сечением $\varnothing$ 273x10 мм. Плоская опорная конструкция по оси 3 состоит из двух стоек сечением $\varnothing$ 402x10, ригеля и подкосов сечением $\varnothing$ 273x10.

На узловые элементы верхнего

пояса поперек структурной оболочки опираются прогоны, в большей части выполненные из горячекатаных двутавров № 14Б2 по ГОСТ 26020. В зоне образования «снегового мешка» прогоны представляют собой сварной двутавр, изготовленный из двух швеллеров стальных горячекатаных № 14 по ГОСТ 8240. На прогоны опирается стальной профилированный настил «Kalzip 65/500» [5, 6].

Численное моделирование

Статический расчет покрытия производился с использованием ПК «ЛИРА» и контролировался по методикам, изложенным в нормативных документах. В основе данного программного комплекса лежит метод конечных элементов, реализованный в форме метода перемещений.

Для дальнейшего сопоставления результатов расчета конечно-элементных моделей (КЭМ) с экспериментальными данными статический расчет производился на такие виды нагружений, как собственный вес покрытия, включая вес прогонов, и испытательная нагрузка.

Для проведения численных исследований покрытия были разработаны и использованы несколько КЭМ, последовательно усложняющихся для более полного учета особенностей работы конструкции. Исследование влияния прогонов на НДС комбинированного покрытия проводилось на соответствующей КЭМ. Соединение стержней в узлах структурной плиты принято шарнирным. Прогон и опорные столики описывались универсальными пространственными стержневыми конечными элементами (КЭ 10). Для опорных столиков жесткостные характеристики задавались численно.

Натурные испытания

При проектировании этого сооружения возникли вопросы, выходящие за рамки действующих нормативных документов. Сложность геометрической поверхности оболочки не позволила

принять нормируемые значения и эпюры ветровых и снеговых нагрузок. В связи с уникальностью сооружения и новизной конструктивных решений возникла необходимость проведения экспериментальных исследований путем нагружения покрытия полной нормативной нагрузкой (см. рис. 1). Натурные испытания проводились по методике, разработанной в [6] и апробированной при проведении серии натурных испытаний большепролетных комбинированных покрытий, таких как «Универсальный спортивный комплекс для игровых видов спорта в г. Бресте», «Ледовая арена на 800 мест в г. Пружаны» и т. д. [1–3].

Натурные испытания преследовали следующие цели:

- оценка несущей способности и надежности конструкций большепролетного покрытия на фоне экспериментального определения напряженно-деформированного состояния (НДС);
- верификация расчетной модели на фоне результатов экспериментальных исследований;
- оценка методики расчета и принятых расчетных предпосылок;
- оценка влияния прогонов на НДС покрытия;
- экспериментальная оценка запасов несущей способности конструкции;
- подтверждение безопасности, функциональной пригодности и долговечности сооружения.

Испытательная нагрузка назначалась по нормативному значению снеговой нагрузки по наиболее невыгодному случаю нагружения, в верхней части покрытия (в осях 3–5) принято $\mu = 1$, в нижней части (в осях 1–3) – $\mu = 2$ (рис. 5).

Для оценки напряженного состояния структурного покрытия применяли тензометры, которые размещались на стержнях нижнего пояса структурного покрытия и на подкосах пространственных опор (рис. 4, а). Для оценки влияния прогонов на НДС покрытия на сжатой и растянутой полке прогонов также были

установлены тензометры (рис. 4, б). Для определения деформированного состоя-

ния покрытия выполнялось измерение координат узлов покрытия.

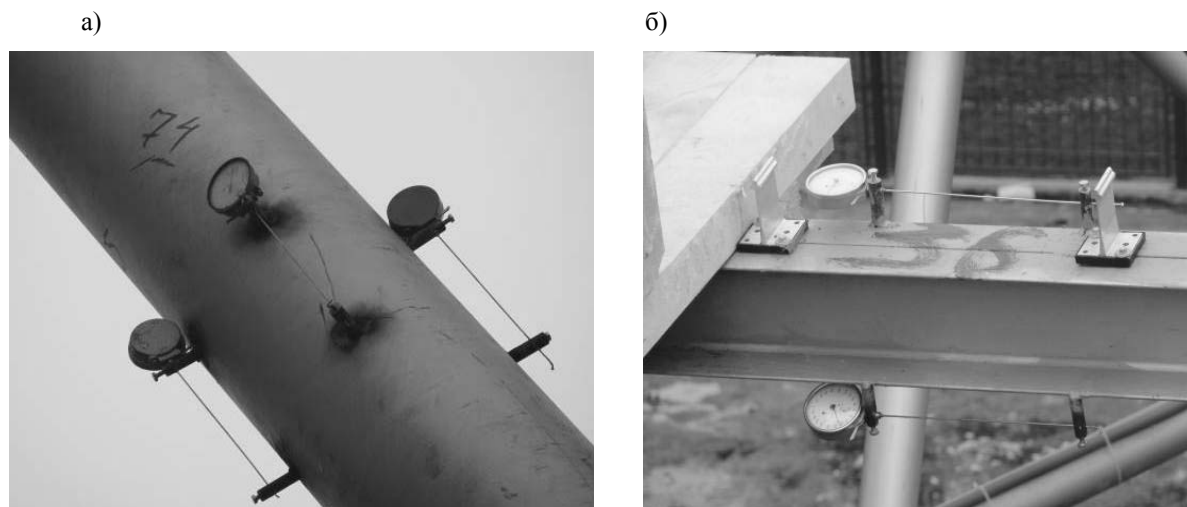


Рис. 4. Размещение тензометров на элементах покрытия: а – на подкосах пространственных опор; б – на прогонах

Установлено, что эпюры вертикальных перемещений нижних узлов структурной оболочки под нагрузкой, построенные по результатам измерений, повторяют очертание эпюр, полученных в результате статического расчета. Экспериментальные значения перемещений более соответствуют КЭМ, учитывающей работу прогонов в составе покрытия (рис. 5).

Экспериментальные исследования подтвердили, что увеличение жесткости верхнего пояса структурной оболочки путем включения в работу конструкции прогонов приводит к перераспределению внутренних усилий в конструкции. Постановка прогонов вдоль диагонали ячейки позволила разгрузить центральную часть верхнего пояса оболочки покрытия в среднем до 20 %. В прогонах возникают продольные усилия, их величина в исследуемой части покрытия изменяется от $-17,5$ до $7,5$ кН (рис. 6). Экспериментальные значения продольных усилий в прогонах соответствуют по знаку и величине их расчетным значениям, полученным в результате статического расчета в ПК «ЛИРА» (табл. 1). Уста-

новлено, что растянутые стержни структурной плиты с небольшой величиной продольного усилия становятся сжатыми.

Заключение

По результатам экспериментально-теоретических исследований НДС большепролетного комбинированного покрытия ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле можно сделать следующие выводы.

1. В процессе натурных испытаний установлено, что действительная работа металлического покрытия соответствует расчетным положениям. Все элементы покрытия работают упруго. Экспериментальные усилия в элементах структурной оболочки и опорах соответствуют расчетным значениям. Схема деформирования покрытия соответствует расчетной модели. При осмотре конструкции покрытия в ходе испытаний каких-либо повреждений, искривлений и потери устойчивости элементов, разрушений узлов и деталей не обнаружено [5].

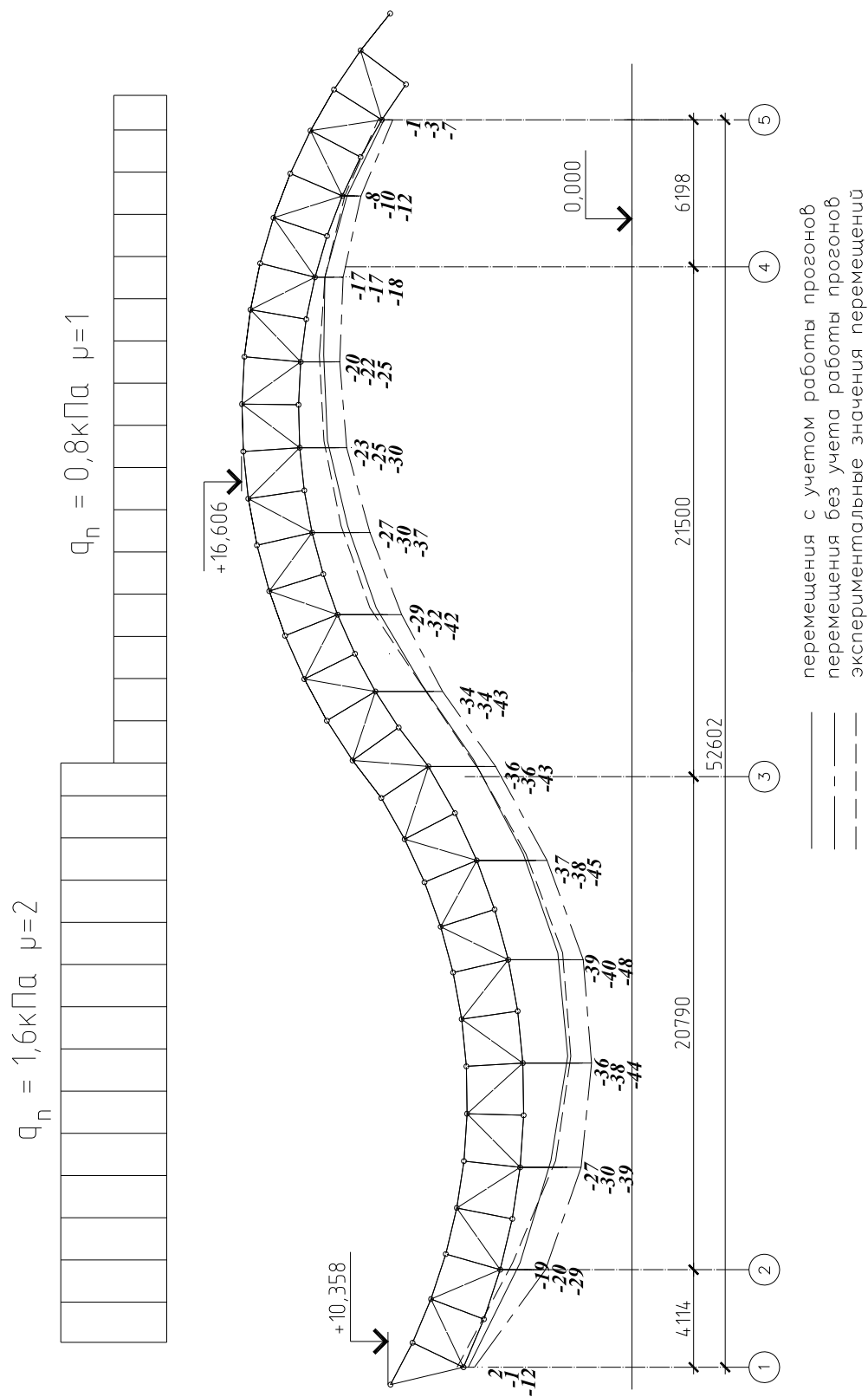


Рис. 5. Схема нагружения покрытия снеговой нагрузкой и эпюры вертикальных перемещений узлов нижней поясной сетки по оси В при нагружении покрытия испытательной нагрузкой

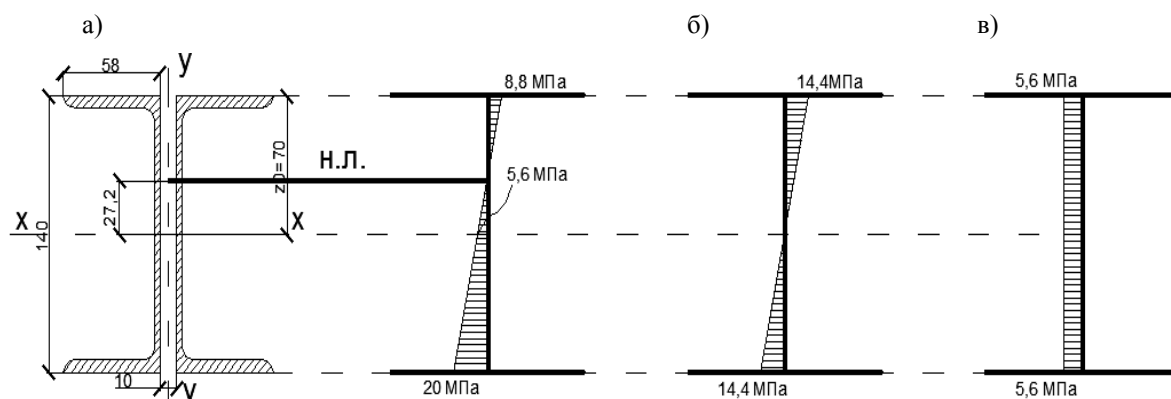


Рис. 6. Эпюры напряжений в прогоне № 5 при загрузке испытательной нагрузкой: а – полная эпюра напряжений; б – эпюра напряжений от действия изгибающего момента M ; в – эпюра напряжений от действия продольной силы N

Табл. 1. Сравнение результатов продольных усилий в прогонах, полученных при натурных испытаниях и в результате статических расчетов

Номер прогона	Сечение	Значение продольного усилия, кН	
		Натурные испытания	ПК «ЛИРА»
5	2 [14	–17,47	–25,3
6	2 [14	–12,48	–12,08
7	2 [14	–13,70	–1,7
8	2 [14	1,25	5,13
9	2 [14	3,74	13,44
10	2 [14	4,99	14,94
11	2 [14	7,49	13,85
12	2 [14	4,99	9,5
13	2 [14	–9,98	–10,19

2. Экспериментально-теоретические исследования большепролетного комбинированного покрытия навеса над ледовой площадкой в г. Гомеле позволили установить, что прогоны включаются в работу покрытия, разгружая верхний пояс структурной оболочки. В прогонах возникают продольные усилия, величина которых в исследуемой части изменяется от –17,5 до 7,5 кН.

3. Увеличение жесткости верхнего пояса структурной оболочки за счет включения прогонов в работу покрытия приводит к перераспределению внут-

ренних усилий в конструкции. В результате в наименее нагруженных стержнях структурной оболочки установлено изменение знака продольного усилия, которое происходит при величине усилия до 100 кН в 15 % стержневых элементов.

4. Максимальный прогиб покрытия, соответствующий полному нормативному значению проектной нагрузки, составил 33 мм в центральной части покрытия, что значительно меньше предельно допустимого прогиба, определенного по [8] и равного 175 мм [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конструктивные решения и основные результаты расчетов большепролетного металлического покрытия летнего амфитеатра в г. Витебске / В. И. Драган [и др.] // Строительная наука и техника. – 2007. – № 3 (12). – С. 18–29.
2. Результаты обследования и натурных испытаний металлической структурной оболочки покрытия бассейна и аквапарка в г. Пружаны / В. И. Драган [и др.] // Вестн. БрГТУ. – 2010. – № 1 (61). – С. 54–57.
3. **Драган, В. И.** Экспериментальное исследование несущей способности большепролетного металлического покрытия здания универсального спортивного комплекса в г. Бресте / В. И. Драган, А. Б. Шурин // Строительная наука и техника. – 2005. – № 2. – С. 9–14.
4. **Драган, В. И.** Экспериментальные исследования работы структурной конструкции с узловым соединением БрГТУ / В. И. Драган, Н. Н. Шалобыта // Перспективы развития новых технологий в строительстве и подготовке кадров Республики Беларусь : сб. ст. XIV Междунар. науч.-практ. межвузовского семинара / Минск, 2007 г. : в 2 т. – Минск, 2007. – Т. 2. – С. 133–138.
5. Натурные испытания металлических конструкций покрытия ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле : отчет по хозяйственному договору № 11 / 26 от 17.01.2011. – Брест : БрГТУ. – 2011. – 42 с.
6. Программа проведения испытаний металлических конструкций покрытия ледового катка по ул. Головацкого в г. Гомеле. – Брест : БрГТУ. – 2011. – 21 с.
7. **СНиП 2.01.07-85.** Нормы проектирования. Нагрузки и воздействия / Госстрой СССР. – М. : ЦНИТП Госстроя СССР. – 1986. – 36 с.
8. **СНиП 2.01.07-85.** Нагрузки и воздействия : доп. Раз. 10. Прогибы и перемещения / Госстрой СССР. – М. : ЦНИТП Госстроя СССР. – 1989. – 8 с.
9. **Шалобыта, Н. Н.** Напряженно-деформированное состояние узла из полого шара новой металлической структурной конструкции : дис. ...канд. техн. наук : 05.23.01 / Н. Н. Шалобыта. – Брест, 2009. – 146 с.

LIST OF LITERATURE

1. Design concepts and basic results of the calculation of large-span metal roofing of Vitebsk summer amphitheater / V. I. Dragan [etc.] // Construction science and engineering. – 2007. – № 3 (12). – P. 18–29.
2. Results of research and actual tests of metal structural shell of roofing for Pruzhany swimming-pool and aqua park / V. I. Dragan [etc.] // Herald of BrGTU. – 2010. – № 1 (61). – P. 54–57.
3. **Dragan, V. I.** Experimental research into the load-carrying capacity of the large-span metal roofing for the general-purpose sport complex in the city of Brest / V. I. Dragan, A. B. Shuryn // Construction science and engineering. – 2005. – № 2. – P. 9–14.
4. **Dragan, V. I.** Experimental research of the performance of structural construction with joint connection done at the BrGTU / V. I. Dragan, N. N. Shalobyta // Prospects of development of new technologies and manpower training in the construction industry of the Republic of Belarus : proceedings of 14th intern. scien.-pract. inter-university seminar / Minsk : in 2 v. – Minsk, 2007. – Vol. 2. – P. 133–138.
5. Actual tests of metal structures of roofing of the skating-rink in Golovatsky street in Gomel : report on economic agreement № 11 / 26 of 17.01.2011. – Brest : BrGTU. – 2011. – 42 p.
6. The program of testing the metal structures of roofing of the skating-rink in Golovatsky street in Gomel. – Brest : BrGTU. – 2011. – 21 p.
7. **SNiP 2.01.07-85.** Design standards. Loads and effects / USSR Gosstroï. – M. : CNITP of the USSR Gosstroï. – 1986. – 36 p.
8. **SNiP 2.01.07-85.** Loads and effects : addenda. Chap. 10. Deflections and displacements / Gosstroï USSR. – M. : CNITP of the USSR Gosstroï. – 1989. – 8 p.
9. **Shalobyta, N. N.** Stress and strain state of the hollow ball joint of a new metal structural construction : PhD thesis : 05.23.01 / N. N. Shalobyta. – Brest, 2009. – 146 p.

Статья сдана в редакцию 7 октября 2011 года

Вячеслав Игнатьевич Драган, канд. техн. наук, доц., первый проректор, Брестский государственный технический университет.

Андрей Брониславович Шурин, ст. преподаватель, Брестский государственный технический университет. E-mail: shuryn@mail.ru. Тел.: +375-295-21-03-15.

Vyacheslav Ignatyevich Dragan, PhD, Associate Professor, Brest State Technical University.

Andrei Bronislavovich Shuryn, senior lecturer, Brest State Technical University. E-mail: shuryn@mail.ru. Tel.: +375-295-21-03-15.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, Н. И. Березовский

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

UDC 620.9.008

S. N. Berezovsky, N. I. Berezovsky

THE DEVELOPMENT OF METHODS OF POWER-EFFICIENT TECHNOLOGY OF ENERGY RESOURCES CONSUMPTION IN THE REPUBLIC OF BELARUS

Аннотация

В статье рассматривается технологическое направление, которое объединяет значительно больше факторов (совершенствование и использование интенсифицирующих технологий, утилизация и др.), определяющих эффективность внедрения тех или иных мероприятий по энергосбережению. Дана оценка эффективности ресурсо- и энергосберегающих методов и мероприятий, представлены рекомендации для уменьшения энергозатрат при производстве бытового топлива, а также получено уравнение регрессии на основании изучения корреляционной связи между выработкой брикетов и продолжительностью простоев t в течение месяца.

Ключевые слова:

энерго- и ресурсосбережение, топливно-энергетический баланс, корреляционная связь, уравнение регрессии, интенсифицирующие технологии, коэффициент полезного действия, торфобрикетный завод.

Abstract

The paper deals with the technological tendency, which unites considerably more factors (improvement and use of intensifying technologies, recycling, etc.), which determine the efficiency of implementation of different actions to save energy. The estimation of efficiency of resource- and energy saving methods and actions is given, and the recommendations for reducing power inputs in the household fuel manufacture are presented. Also, the regression equation is formulated based on studying the correlation between the production of briquettes and duration of standstills t within a month.

Key words:

energy- and resource saving, fuel-energy balance, correlation, regression equation, intensifying technologies, efficiency factor, peat-briquette making plant.

Введение

Особенностью топливно-энергетического баланса РБ является ограничен-

ность сырьевых топливных ресурсов, за счет которых в настоящее время обеспечивается около 16 % потребности в топливно-энергетических ресурсах

(ТЭР). Основным потребителем топливно-энергетических ресурсов является промышленность, которая использует свыше 70 % от вырабатываемой электроэнергии. Потребление постоянно увеличивается, что обусловлено качественными изменениями технологических процессов, обеспечивающих повышение производительности труда, улучшение качества продукции и повышение культуры производства. В системах энергоснабжения потери электроэнергии не превышают 10 % от общих потерь, большая часть которых относится к технологическим установкам. С целью создания условий для рационального энергопотребления необходимо осуществлять мероприятия по модернизации технологических устройств и организации технологического процесса. Основой для анализа состояния энергетического хозяйства и разработки мер по рациональному использованию энергоресурсов является баланс, который позволяет судить о структуре и эффективности производства, использовании энергоресурсов, расходах топлива и энергии, роли энергетики в формировании производственных показателей, связанных с основными материальными затратами предприятия [1].

Уровень развития производительных сил и состояние экономики любой страны во многом определяются эффективностью использования сырьевых и топливно-энергетических ресурсов. Современная энергетическая ситуация в Республике Беларусь характеризуется новыми энергоэкономическими условиями, недостаточными собственными ресурсами углеводородного топлива (нефть, газ, уголь), а также высокой энергоемкостью производства продукции. В сложившихся условиях остро стоит проблема обоснования путей дальнейшего развития систем надежно-

го энергообеспечения отраслей народного хозяйства. Чтобы практически осуществить экономию ресурсов, необходимо овладеть методом энергетического анализа, т. е. объективной сравнительной оценкой новых технологий с базовыми затратами материально-энергетических ресурсов на единицу произведенной продукции. Энергетический анализ прямых, овеществленных и полных (совокупных) энергозатрат является важной оценкой энергосбережения. При оценке потенциала энергосбережения (ЭСБ) наиболее рациональным является технологическое направление, которое объединяет значительно больше факторов (совершенствование и использование интенсифицирующих технологий, утилизация и др.), определяющих эффективность внедрения данных мероприятий (рис. 1). В ближайшие годы энергозатраты в горной промышленности возрастут, однако уже сейчас в Республике Беларусь ощущается дефицит топлива, электроэнергии и других энергоносителей.

Одним из основных направлений решения энергетической проблемы должно стать широкомасштабное энергосбережение – один из важных источников энергообеспечения, самый дешевый источник энергии, т. к. затраты на экономию 1 т сырья, топлива или материалов в 2...3 раза меньше средств, затрачиваемых на получение 1 т первичных ресурсов. И эту программу необходимо осуществить путем реализации комплекса организационно-экономических, технологических, нормативно-правовых и технических направлений, обеспечивающих наибольшую экономию топливно-энергетических ресурсов и их эффективное использование в горной промышленности.

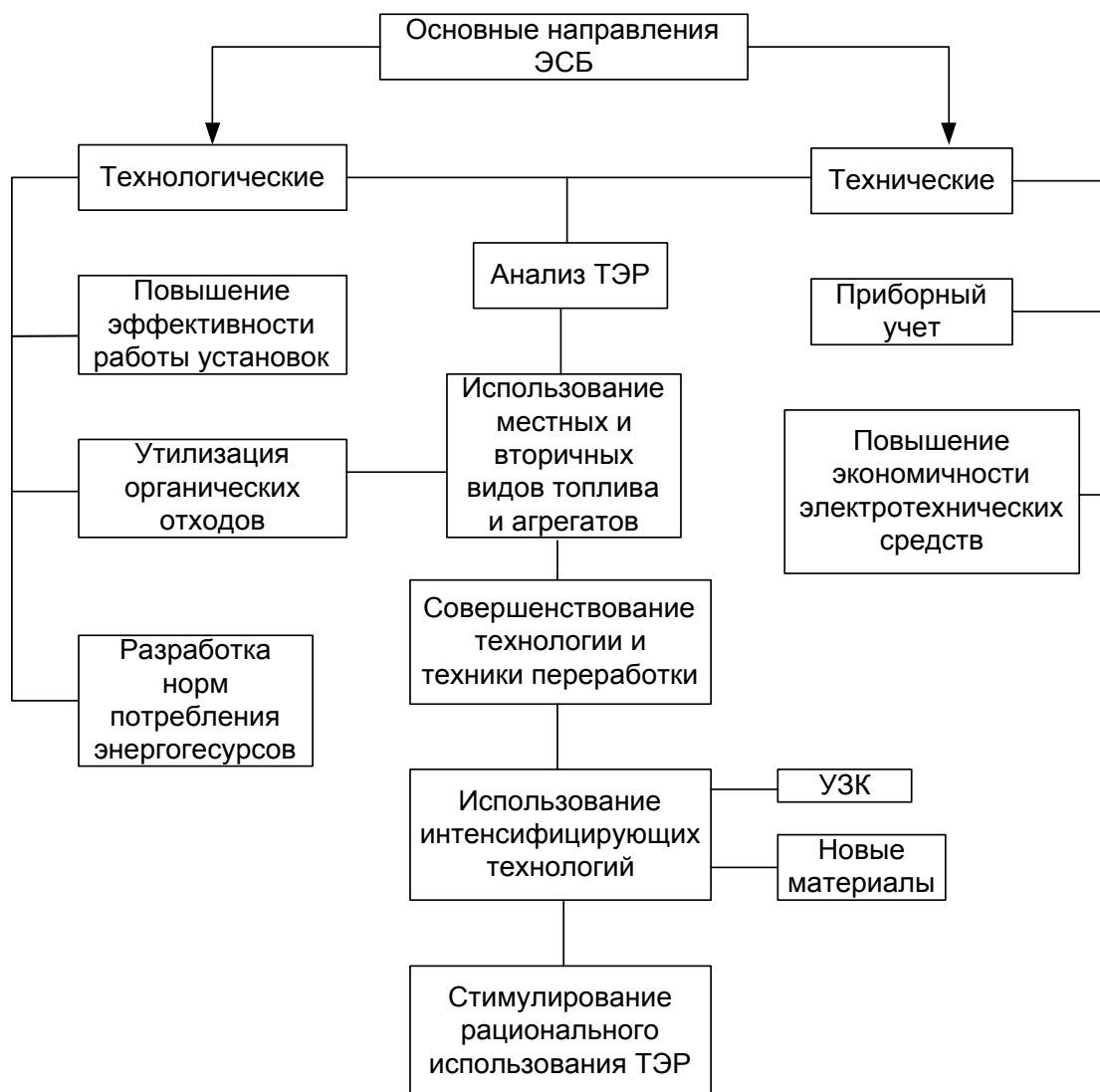


Рис. 1. Потенциал энергосбережения

Энергоэффективная технология потребления энергоресурсов

Для выявления источников энергосбережения необходимо исследовать и проанализировать структуру ТЭР, обеспечивающих снабжение брикетного завода. Энергия торфяного топлива используется различными способами (кусовой и фрезерный торф для получения электроэнергии, кусок и брикеты в качестве бытового топлива, газификация) [1, 2]. Теплоценность торфа в наибольшей степени зависит от его зольности и влажности (рис. 2). Теплоту сго-

рания торфа можно определить по формуле

$$E = 22082 - 244W - 220A^c + 2,1WA^c \quad (1)$$

где E – теплота сгорания торфа, кДж/кг; W – влажность торфа, %; A^c – зольность торфа, %.

В зависимости от способа утилизации теплоты торфяного топлива влажность готовой продукции имеет различные уровни: брикеты – 15...18 %, кусок – 30...35 %, фрезерный торф для сжигания на тепловых электростанциях и газификации – до 42...45 %.

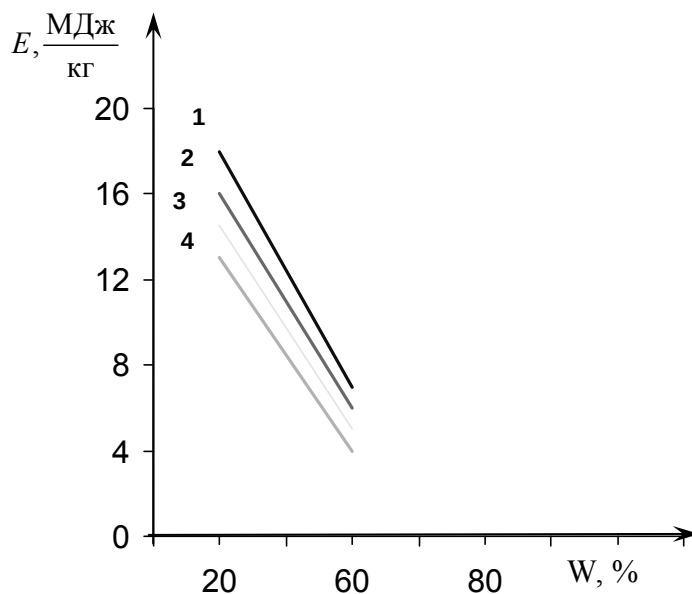


Рис. 2. Зависимость нижней теплоты сгорания торфа от содержания в нем влаги W и различной зольности $A^с$: 1 – $A^с$ – 0...2 %; 2 – 2...8 %; 3 – 16 %; 4 – 20 %

Анализ многолетних статистических данных предприятий Беларуси показал, что на подготовку, осушение и ремонт торфяных полей расходуется 14...25 кДж/кг, добычу фрезерного торфа – 25...36 кДж/кг, его транспортировку – 108...126 кДж/кг, заводскую переработку с сушкой на брикетном заводе – 1000...1400 кДж/кг. С учетом влажности полуфабриката или готовой продукции на каждом этапе технического процесса эти расходы равны 1600 кДж/кг, что составляет около 10 % запаса тепловой энергии торфяного топлива. Однако следует учесть и прочие затраты на добычу и переработку торфа («живой» труд, материалы и пр.). Расчеты показывают, что в энергетическом эквиваленте это составляет около 500 кДж/кг. Большие потери теплоты твердого топлива у потребителя. Бытовые отопители и водонагреватели имеют КПД сжигания 0,65...0,75 кДж/кг [3, 4].

На рис. 3 приведены исходные данные и результаты определения удельных расходов ТЭР для различных видов бытового топлива. Расчеты выполнены применительно к варианту сушки торфа в барабанных паротрубча-

тых сушилках, углей – в молотковых шахтных мельницах, лигнина – в пневматических сушилках. Для сжигания гранул предусматриваются специализированные отопительные котлы. Начальная влага для торфа (T), угля (Y) и лигнина (L) принята соответственно 50, 10 и 65 %, число операций по транспорту и перегрузкам бытового топлива – 5, удельный расход топлива на выработку электроэнергии – 350 г у. т./(кВт·ч), потери в электрических сетях – 5 %, потери и расход тепла на собственные нужды заводской котельной – 7 %, КПД паровых котлов – 0,78.

Анализ результатов исследований показал, что наименьшие потери ТЭР будут при производстве и использовании торфоуглелигнинных и торфоугольных гранул, затем торфолигнинных, торфяных и лигнинных. Брикет по сравнению с гранулами характеризуется повышенными расходами ТЭР. Наименьшие потери ТЭР соответствуют торфоуглелигнинным и торфоугольным брикетам, затем торфолигнинным, лигнинноугольным, торфяным с влагой 15 и 25 %, лигнинным.

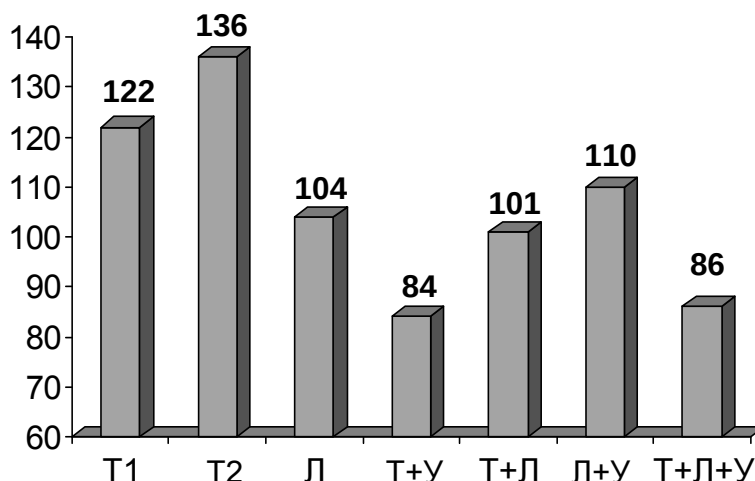


Рис. 3. Гистограмма удельного расхода ТЭР

Местное сырье для производства топливных брикетов в ближайшей перспективе будет оставаться одним из основных составляющих в покрытии спроса на топливо для населения и коммунально-бытовых потребителей республики. Имеющиеся топливные ресурсы не могут поддерживать существующие объемы добычи сырья, т. к. ряд заводов по производству топливных брикетов в настоящее время ввиду доработки сырьевых запасов работает в режиме затухания. Поэтому из-за сложных ситуаций в потреблении топливно-энергетических ресурсов в последние годы все более остро ощущается необходимость совершенствования технологических процессов обогащения сырья, внедрения новых, менее энергоемких технологий, оптимального и экономного использования энергоресурсов и оборудования.

Снижение объема поставок сырья и ухудшение его влажности, плотности и зольности можно компенсировать изготовлением двух-, даже трехкомпонентных брикетов (торф, уголь, древесные опилки, лигнин, сланцевая мелочь). Следует отметить, что среднее значение влажности торфа, добываемого в республике за последние 10 лет, увеличи-

лось более чем на 4 %, а насыпная плотность по некоторым брикетным заводам уменьшилась на 5...8 %. Следствием всего этого служит повышение энергозатрат на изготовление торфяных брикетов. Результаты исследований показали, что расход фрезерного торфа на производство брикетов для заводов с пневмопароводяными сушилками за последние годы увеличился и составляет 1,7...1,8 т/т, для паротрубчатых сушилок – 1,78 т/т, для пневмогазовых – 1,81 т/т. Статистическая обработка данных по энергоемкости процессов переработки торфа в брикеты показывает, что основные затраты энергии связаны с искусственной сушкой на заводах. Снижение влажности сырья на 8 % уменьшает расход энергии на заводскую сушку в 1,5 раза, а увеличение средней влажности сырья на 1 % снижает производительность завода до 5 %, расход электроэнергии возрастает до 4,5 %. На работу завода заметно влияет насыпная плотность сырья. Так, при ее увеличении на 10 кг/м³ производительность возрастает на 5...7 %, а удельный расход электроэнергии при этом уменьшается на 2...3 % [4].

Оценка эффективности ресурсо- и энергосберегающих методов и мероприятий

Все стадии процесса обогащения можно оценить критерием энергетической эффективности, характеризующимся отношением

$$K = \mathcal{E}_1 / \mathcal{E}_2, \quad (2)$$

где $\mathcal{E}_1$ – потребление энергии топливных брикетов или энергосодержание (энергетическая ценность) i -й продукции, МДж/т; $\mathcal{E}_2$ – суммарные энергозатраты на подготовку, добычу, погрузку и транспортировку торфа или полная энергоемкость (полные удельные затраты энергии), МДж/т.

Выражение (2) целесообразно использовать для характеристики эффективности по производству новых энергоносителей. Для сравнительной же оценки самых различных технологий важно определить коэффициент энергозатрат новой технологии (Н) относительно базовой (Б)

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{\mathcal{E}_{i(H)}}{\mathcal{E}_{i(B)}}.$$

Полные энергозатраты

$$\mathcal{E}_i = \mathcal{E}_{inp} + \mathcal{E}_{io}, \quad (3)$$

где $\mathcal{E}_{inp}$, $\mathcal{E}_{io}$ – прямые и овеществленные удельные энергозатраты, определяемые из следующих выражений:

$$\mathcal{E}_{inp} = \frac{1}{q_i} \left(\sum_k \sum_j q_{kj} e_k \right);$$

$$\mathcal{E}_{io} = \frac{1}{q_i} \left(\sum_k \sum_j q_{kj} \alpha_k \right),$$

где q_{kj} – удельный расход ресурса k -го вида при выполнении j -го процесса (операции) по технологии, кДж/т; e_k , α_k – энергосодержание k -го энергоносителя и энергетический эквивалент k -го ресурса, МДж/т; q_i – производительность завода, т/ч.

Авторами определено, что расход тепловой энергии на сушильные агенты по всем типам сушилок равен примерно 2,1 ГДж/т, расход электроэнергии – 67,5 кВт·ч/т, расход топлива – 0,09 т. у. т./т. С учетом годовой программы производства брикетов, а также площади нетто полей, с которых убирается торф для производства брикетов, суммарная энергоемкость на производство брикетов за год составит около $8,5 \cdot 10^6$ ГДж, а тепло, получаемое от сжигания брикетов, равно $3,8 \cdot 10^7$ ГДж, что на порядок превышает общие расходы.

Проведенные исследования показали, что для экономной технологии необходимы альтернативные способы использования тепловой энергии торфа и угля. Теплоценность торфа в сыпучем виде ниже примерно в 2 раза, чем у брикетов, но при этом повышается КПД использования тепловой энергии. При учете таких затрат, как материалы, «живой» труд, общий энергетический эквивалент составляет до 500 кДж/кг. Следует учесть, что значительные потери теплоты твердого топлива наблюдаются у потребителей, где водонагреватели и бойлеры имеют низкий КПД сжигания (0,6...0,7), поэтому при сжигании твердого топлива у потребителя полезно используется только 50...55 % теплоты брикетов.

Результаты исследований энергетических балансов показывают, что имеются реальные возможности снижения расходов ТЭР как в виде прямых затрат, так и за счет структурных изменений (например, расход электроэнергии на добычу торфа составляет 15...20 кВт·ч/т при технически возможном уровне до 15 кВт·ч/т; расход электроэнергии на брикетных заводах составляет 70...110 кВт·ч/т при возможном снижении на 10...15 %). Снижение расходов может осуществляться за счет улучшения физико-механических свойств сырья, увеличения производительности оборудования, снижения его

мощности, применения искусственного обезвоживания для снижения влажности при добыче и переработке торфа.

Сейчас имеется большой опыт приготовления композиционных гранулированных продуктов, где торф и уголь хорошо совмещаются в композиции с сапропелем, лигнином, опилками и т. д. Здесь следует отметить, что они в основном применяются для защиты окружающей среды в качестве гранулированных сорбентов.

Рекомендации для уменьшения энергозатрат при производстве бытового топлива

Рациональное использование ТЭР можно представить в виде абсолютной экономии, которая происходит за счет снижения затрат ТЭР на единицу продукции, а также в виде относительной экономии, которая уменьшает энергопотребление регулированием режимов и экономией трудовых и материальных ресурсов.

Для выявления основных источников ресурсо- и энергосбережения и их количественной оценки сделан анализ приходной (полезной) части, которая характеризуется теплотой сгорания топлива E и расходной частью ТЭР – удельными затратами энергии.

Так, количество энергии, получаемой от фрезерного торфа, зависит от его влажности W , %, и зольности A_C , %, и колеблется в пределах 4...17 МДж/кг при ограничениях $60 > W > 10$ и $20 > A_C > 2$.

Для топливных брикетов (торф + уголь) полезная часть увеличивается примерно в 2 раза, для бурого угля групп Б2, Б3 – в 2...2,5 раза, для каменного угля классов П, К и О – в 2,2...2,8 раза. Эффективность различных видов ТГИ оценивается расходом ТЭР на единицу полезного тепла, который выражается в граммах условного топлива, затрачиваемого на 1 кВт·ч тепла. Для топливных брикетов наибольшую энергетиче-

скую ценность представляет композиция торф + уголь и торф + уголь + лигнин – 84...86 г у. т./кВт·ч. Брикеты по сравнению с гранулами характеризуются повышенными расходами ТЭР. Отсутствие искусственной сушки приводит к снижению удельного расхода ТЭР при производстве кускового торфа по сравнению с брикетами в 2,5 раза.

Суммарные энергозатраты процессов добычи, транспортировки, переработки, сушки и брикетирования формируются как

$$\sum \mathcal{E} = \mathcal{E}_d + \mathcal{E}_{mp} + \mathcal{E}_n + \mathcal{E}_{cu} + \mathcal{E}_{br},$$

а модель расчета интегральной величины $\sum \mathcal{E}$ при изменяющихся пределах влажности, времени транспортирования и переработки t , а также давления пресования p представляется уравнением

$$\begin{aligned} \sum \mathcal{E} = & \int_{W_1}^{W_2} d\mathcal{E}_d(W) + \int_{t_1}^{t_2} d\mathcal{E}_{mp}(t) + \int_{t_1}^{t_2} d\mathcal{E}_n(t) + \\ & + \int_{W_1}^{W_2} d\mathcal{E}_{cu}(W) + \int_{p_1}^{p_2} d\mathcal{E}_{br}(p). \end{aligned}$$

Оценка энергетической эффективности ТЭР определяется отношением энергосодержания (энергетической ценности) к полной энергоемкости или удельным энергозатратам.

Наибольшие ЭЗ наблюдаются при влагосодержании $U < 2,7$ кг/кг и описываются уравнением

$$\mathcal{E}З = -75,32U + 208,1. \quad (4)$$

Колебания при $2,0 < U < 2,7$ составляют от 5 до 50 кДж/кг воды.

Для наименьших ЭЗ, которые наблюдаются при влагосодержании $U > 2,7$ кг/кг, справедливо следующее уравнение:

$$\mathcal{E}З = -0,9U + 7,45. \quad (5)$$

Колебания при $8,0 < U < 2,7$ составляют от 0,25 до 5 кДж/кг воды. Поэтому механическое обезвоживание эф-

фактивно применять в технологии экскаваторного способа добычи, при котором наблюдается высокая начальная влажность, или при неблагоприятных климатических условиях.

В технологии добычи фрезерного торфа ЭЗ на различных этапах с уменьшением влажности W незначительны по сравнению с заводской переработкой. Расчетами установлено, что энергозатраты можно уменьшить до 5 % при внедрении новых технологий. Самый энергоемкий процесс – сушка, где расходуется до 85 % энергии, и эта операция описывается уравнением

$$\text{ЭЗ} = -38,37W + 1981. \quad (6)$$

Здесь следует отметить, что критерий энергетической эффективности K при изменении влажности торфа с 85 до 50 % уменьшается. Анализ современного состояния энергоемкости технологической операции производства фрезер-

ного торфа показал, что снижения энергоемкости и улучшения качества сырья можно добиться за счет уменьшения дисперсии влажности, зольности и плотности торфа до 10 %; за счет улучшения фракционного состава и снижения влажности сырья; за счет оптимальной вывозки торфа и распределения технологического оборудования на участке до 15 %. Увеличение энергозатрат до 15 % наблюдается при падении циклового сбора торфа до 8 т/га, в результате уменьшения его плотности, увеличения влажности и коэффициента сбора.

Проведенные исследования (табл. 1) позволили получить зависимость между оценкой стоимости обогащения торфа при его обезвоживании, сушке и удельными затратами энергии:

$$C = 0,01W + 1,56E. \quad (7)$$

Табл. 1. Изменение стоимости C , зависящее от затрачиваемой энергии E при сушке смеси Т-БУ

E , мДж/кг	Стоимость расхода энергии C , у. е.						
	15	20	25	30	35	40	45
1,3	2,178	2,220	2,278	2,328	2,378	2,428	2,478
1,1	1,866	1,916	1,966	2,016	2,066	2,116	2,166
0,9	1,554	1,6	1,654	1,704	1,754	1,804	1,854
0,7	1,242	1,29	1,342	1,392	1,442	1,492	1,542
0,5	0,93	0,98	1,03	1,08	1,13	1,18	1,23
0,3	0,618	0,668	0,718	0,768	0,818	0,868	0,918
0,15	0,384	0,434	0,484	0,534	0,584	0,634	0,684

Из номограммы (рис. 4) можно определить данные, характеризующие оптимальные затраты энергии, ее стоимость при определенных значениях влажности, когда происходит процесс сушки на торфобрикетном заводе (ТБЗ). Оптимальные условия достигаются при удалении заданного количества влаги с минимальными затратами тепла, при

этом критерий оптимизации сушильного процесса определяется как

$$\min\{(1-T(x))dx\} \text{ при } (1-W(x))dx = \text{const},$$

где $W(x)$ и $T(x)$ – изменение влагосодержания и температуры по длине сушилки.

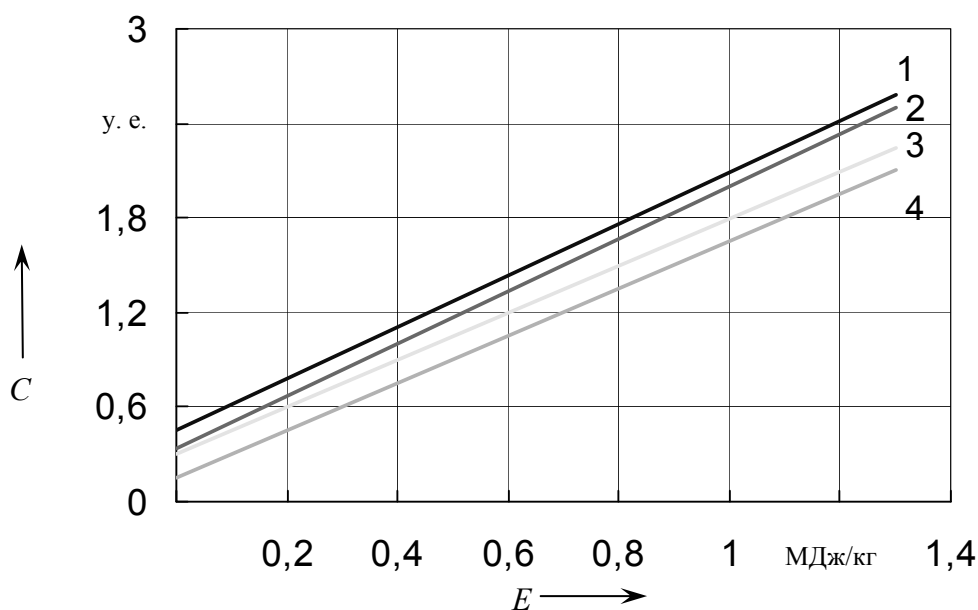


Рис. 4. Номограмма для анализа стоимости энергозатрат при удалении влаги: 1 – $W = 45\%$; 2 – $W = 40\%$; 3 – $W = 30\%$; 4 – $W = 15\%$

Снижения энергоемкости и улучшения качества сырья можно добиться за счет оптимального планирования производства фрезерного торфа и его транспорта; за счет оптимального распределения технологического оборудования на производственном участке и уменьшения дисперсии влажности и зольности торфа; за счет улучшения фракционного состава; за счет снижения влажности сырья увеличением его плотности; за счет переработки торфа и угля в брикеты, мероприятий по уменьшению расходов электроэнергии. Прежде всего следует обратить внимание на увеличение выработки брикетов за счет сокращения простоев из-за отсутствия сырья, повышения коэффициента использования рабочего времени оборудования. Изучение корреляционной связи между выработкой брикетов и продолжительностью простоев t в течение месяца позволило получить уравнение регрессии:

$$G_2 = -0,013t + 3,12. \quad (8)$$

При величине коэффициента кор-

реляции, равной 0,6, среднем значении производительности, равном 5000 т, и времени простоев, равном 148 ч, среднее квадратическое отклонение равно 1,006. Невысокий коэффициент корреляции определяется, главным образом, совместным влиянием технологических и организационных факторов.

Выводы

Таким образом, при оценке потенциала энергосбережения наиболее рациональным является технологическое направление, которое объединяет значительно больше факторов (совершенствование и использование интенсифицирующих технологий, утилизация и др.), определяющих эффективность внедрения тех или иных мероприятий по энергосбережению. Удельные энергозатраты в основном определяются производительностью технологического оборудования и его мощностью, где критерий должен стремиться к минимуму, поэтому оборудование должно работать с максимальным коэффициентом загрузки. Это приводит к экономии

электроэнергии, где критерий определяется также физико-механическими свойствами сырья и сушенки, плотностью сырья. Критерий экономии электроэнергии должен стремиться к максимуму. При экономии тепла важны такие показатели, как влажность, зольность и плотность сырья и особенно их дисперсия. Экономия сырьевых ресурсов можно представить критерием,

стремящимся к максимуму и зависящим в основном от дисперсии таких физико-механических свойств, как влажность, зольность и плотность сырья. На энергозатраты при производстве брикетов значительное влияние оказывают влажность, дисперсность, зольность, которые должны стремиться к минимуму, а также плотность и удельная поверхность, которые должны быть максимальными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Березовский, Н. И.** Природные ресурсы и их использование / Н. И. Березовский, Е. К. Костюкевич. – Минск : БНТУ. – 2005. – 188 с.
2. **Березовский, Н. И.** Разработка энергоэффективных технологий / Н. И. Березовский. – Минск : БИП – С Плюс, 2006. – 219 с.
3. **Вавилов, А. В.** Малая энергетика на биотопливе / А. В. Вавилов, Г. И. Жихар, Л. П. Падолко. – Минск : Технопринт, 2002. – 248 с.
4. **Данилов, О. Л.** Экономия энергии при тепловой сушке / О. Л. Данилов, Б. И. Леончик. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.

LIST OF LITERATURE

1. **Berezovsky, N. I.** Natural resources and their usage / N. I. Berezovsky, E. K. Kostyukevich. – Minsk : BNTU, 2005. – 188 p.
2. **Berezovsky, N. I.** Development of energy-saving technologies / N. I. Berezovsky. – Minsk : BIP – C Plus, 2006. – 219 p.
3. **Vavilov, A. V.** Small bio-fuel power engineering / A. V. Vavilov, G. I. Zhikhar, L. P. Padolko. – Minsk : Tekhnoprint, 2002. – 248 p.
4. **Danilov, O. L.** Energy saving in thermal dehumidification / O. L. Danilov, B. I. Leonchik. – M. : Energoatomizdat, 1986. – 136 p.

Статья сдана в редакцию 2 сентября 2011 года

Сергей Николаевич Березовский, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-025-965-92-40.

Николай Иванович Березовский, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-029-663-55-76.

Sergey Nikolayevich Berezovsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375 259 65 92 40.

Nikolai Ivanovich Berezovsky, DSc, Professor, Belarusian National Technical University. Tel.: +375 296 63 55 76.

ФИЗИКА

УДК 666.3.7: 629.3+535.55

*В. М. Кульбенков, А. И. Войтенков, А. В. Хомченко, В. Г. Гузовский,
О. Е. Коваленко, И. У. Примак*

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА ЗАКАЛЕННЫХ СТЕКОЛ ДЛЯ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА

UDC 666.3.7: 629.3+535.55

*V. M. Kulbenkov, A. I. Voitenkov, A. V. Khomchenko, V. G. Guzovsky, O. E. Kovalenko,
I. U. Primak*

RESEARCH INTO THE PECULIARITIES OF THE PROCESS OF PRODUCING TEMPERED GLASS FOR SURFACE TRANSPORT

Аннотация

Выполнен анализ тепловых полей в печи закалки автомобильных стекол, получены условия создания равномерного распределения температуры в стекле. Теоретически и экспериментально исследованы процессы воздушного охлаждения при закалке стекла. Обоснованы технические требования к технологическому оборудованию, разрабатываемому в целях освоения в республике производства закаленных стекол для наземного транспорта и сельскохозяйственной техники.

Ключевые слова:

гнутое закаленное стекло, наземный транспорт, технологическое оборудование, испытательное оборудование.

Abstract

The analysis of thermal fields in the furnace for automobile glass tempering is performed and conditions of achieving uniform distribution of temperature in glass are obtained. Processes of air cooling during glass tempering are studied theoretically and experimentally. Technical requirements to the technological equipment designed with the purpose of launching the manufacture of tempered glass for surface transport and agricultural equipment in Belarus are justified.

Key words:

shaped tempered glass, surface transport, technological equipment, testing equipment.

Введение

В стеклах, охлажденных по определенному режиму, возникают закономерно распределенные внутренние напряжения, способствующие повышению их механической термической стойкости. Процессы закалки стекла известны

давно и достаточно хорошо исследованы [1–7]. В то же время существует целый ряд технологических аспектов, которые определяют качество закаленного стекла и эффективность самого процесса закалки и остаются малоизученными. Конечно, эта проблема может быть решена путем закупки соответствующих

технологий и оборудования, но в современных условиях актуальны разработка и использование импортозамещающих технологий. Очевидно, что такие решения предполагают предварительную проработку их технической составляющей: разработку макетов устройств технологической цепи, отработку отдельных этапов процесса закалки, формулировку технических требований к технологическому процессу и оборудованию и т. д. Данная работа посвящена исследованию процесса закалки стекла и выработке технических требований, обеспечивающих эффективное производство закаленного стекла для наземного транспорта.

Известно, что при производстве закаленного стекла особое внимание уделяется обеспечению равномерного распределения температуры по поверхности и глубине стекла [2, 4, 5]. Последнее, в свою очередь, требует обеспечения равномерного и интенсивного охлаждения всей поверхности стекла при его воздушоструйной закалке [5–9]. С технической точки зрения выполнение этих условий является достаточно сложной задачей. Поэтому при проек-

тировании технологического оборудования, оснастки и разработке технологического процесса изготовления таких стекол целесообразно провести исследования динамики тепловых полей и газодинамических процессов в печах закалки стекла, что позволит сократить материало- и энергоемкие экспериментальные исследования различных вариантов закалки стекла.

Методика эксперимента

С целью проведения комплекса исследований, предворяющих разработку и изготовление экспериментального образца горизонтального типа печи закалки стекол, был спроектирован и изготовлен макет печи (рис. 1), позволяющий провести все экспериментальные исследования. Размеры внутреннего пространства печи составляют $2 \times 1 \times 0,5$ м. Теплоизоляция корпуса печи, в котором происходит нагрев стекла, выполнена с использованием последовательно расположенных слоев термостойкой каолиновой ваты, защищенной стеклотканью, легковесного огнеупорного кирпича и минеральной ваты.

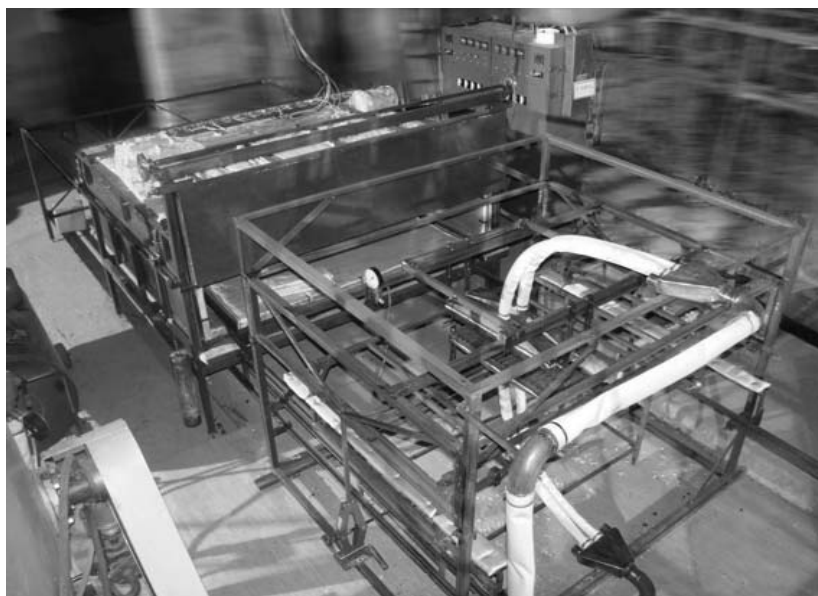


Рис. 1. Фотография макета печи закалки стекол

Нагрев образцов в печи осуществлялся нихромовыми спиралями диаметром 40 мм и длиной 1,5 м, поддерживаемыми под сводом печи тонкостенными кварцевыми трубками. Диаметр нихромовой проволоки равен 3 мм. Расстояние между осями спиралей дискретно варьировалось в пределах от 90 до 200 мм, все 24 спирали расположены эквидистантно в одной плоскости, а их мощность одинакова. Стекло, обычно толщиной 4...6 мм, укладывалось по контуру на раму моллирования и помещалось в печь. Расстояние между стеклом и спиралями также можно

было изменять в диапазоне от 100 до 400 мм путем изменения высоты опорных стоек, поддерживающих раму моллирования.

Температура в различных точках печи на поверхности и внутри стекла одновременно измерялась с помощью хромель-алюмелевых термопар (диаметр провода 0,3 мм), подключенных к четырехканальному измерителю температуры ТРМ-251 и шестиканальному электронному регистратору РМТ 69L. Схема измерения температуры представлена на рис. 2.

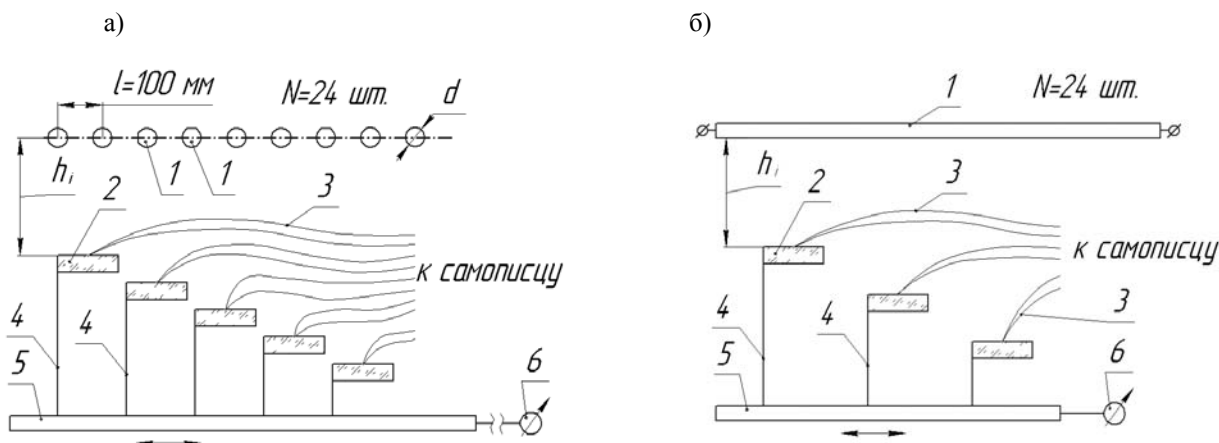


Рис. 2. Схема измерения распределения температуры в печи закалки в направлениях, перпендикулярном (а) и параллельном (б) оси нагревателей: 1 – нихромовые нагреватели; 2 – образцы стекла; 3 – термопары; 4 – держатели образцов стекла; 5 – система перемещения стекла; 6 – измеритель перемещения стекла

Погрешность измерения температуры не превышала 2°C , инерционность измерений, по оценкам авторов, была не более 3 с. При измерении температуры спай термопары приклеивался к поверхности стекла высокотемпературной замазкой на основе силиката натрия и порошка оксида алюминия. Для измерения температуры внутри стекла термопары размещались в углублениях диаметром 1,2 мм.

Исследование температурных полей в печи закалки

Анализ спектров излучения никрома при температуре, близкой к предельной для данного материала, и ти-

пичных спектров поглощения стекла [10] показывает, что достижение равномерного распределения температуры по глубине стекла в процессе закалки можно осуществить путем подбора температуры нагревателей для каждой толщины d закаливаемого стекла [1–4], т. к. интегральный коэффициент поглощения стеклом теплового излучения составляет $\sim 25\%$, а для равномерного нагрева стекла необходимо, чтобы около 50% излучения проникло на расстояние, равное $0,5 d$. Энергия непоглощенного стеклом излучения в итоге уйдет преимущественно на повышение температурного фона в печи, т. е. на нагрев поверхности стекла, температура которой и так выше

температуры его внутренних слоев. При этом в ходе проведения таких оценок не учитывался перенос тепла вследствие теплопроводности, конвекции воздуха в печи, излучения стенок и т. д., поэтому были выполнены исследования равномерности распределения температуры в

объеме печи. Результаты измерений распределения температуры по толщине стекла $\Delta T = T_{\text{п}} - T_{\text{ц}}$ при различной температуре нагревательных элементов представлены на рис. 3, где $T_{\text{п}}$ и $T_{\text{ц}}$ – температура на поверхности стекла и внутри стекла на глубине 0,5 d.

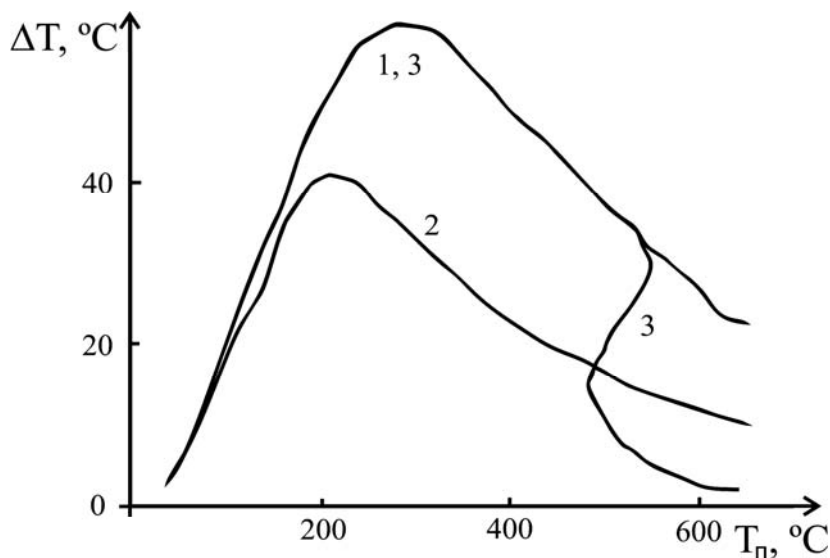


Рис. 3. Зависимость перепада температуры по толщине стекла на стадии его нагрева от режимов нагрева: 1 – время нагрева 6 мин, печь включена на полную мощность; 2 – время нагрева 14 мин, печь включена на половинную мощность; 3 – время нагрева 11 мин, нагрев в печи, включенной на полную мощность, до температуры 580 °C с последующим снижением мощности печи в 4 раза

Наименьший перепад температуры ΔT по толщине стекла для трех исследованных режимов закалки достигнут при резком снижении скорости нагрева стекла после достижения его поверхностью температуры 550 °C. Величина ΔT в этом случае (см. рис. 3, кривая 4) составила всего 6 °C, т. е. снижение температуры нагревателей (снижение потребляемой ими мощности) приводит к существенному выравниванию температуры в объеме стекла. Однако при этом длительность стадии нагрева до закалочной температуры 650 °C возрастает вдвое. Измеренная с помощью пирометра температура нагревателей при максимальной потребляемой ими мощности и температуре в печи, равной 600 °C, достигала 1120 °C, т. е. приближалась к предельно допустимой для нихро-

ма температуре, равной 1200...1250 °C. Чтобы снизить температуру нагревателя до более оптимальных значений (900...850 °C) и сохранить при этом прежнюю радиационную мощность печи, необходимо либо практически вдвое увеличить число нагревателей и плотность их расположения под сводом печи, либо перейти к использованию нагревателей другого типа, например, керамических нагревателей. Это, естественно, приведет к дополнительным затратам, однако, как показали результаты выполненных измерений и расчетов, такие затраты окупятся вследствие повышения эффективности процесса закалки стекла.

Таким образом, для минимизации времени нагрева стекла до закалочной температуры с учетом равномерного

распределения температуры по толщине стекла и ограничения температуры источника излучения процесс нагрева должен включать в себя следующие стадии: нагрев при максимальной температуре нагревателя до выхода величины ΔT на предельный уровень; плавное снижение температуры нагревателя до минимального значения с постоянной скоростью в среднем диапазоне температур для стабилизации и уменьшения величины ΔT до предельно низкого уровня; возможный скоростной нагрев стекла на финишной стадии процесса до закалочной температуры при максимальной температуре нагревателя.

Равномерный нагрев стекла в процессе его закалки по всей его поверхности является вторым условием получения качественного изделия. Это также достигается оптимальным расположением системы нагревателей относительно друг друга и нагреваемого стекла. Ниже приведены результаты исследований по оптимизации параметров нагревательной системы для изготовленного макета печи закалки. На рис. 4 приведены результаты измерения неоднородности температурного поля $\Delta T(y)$ в направлении, перпендикулярном ориентации оси нагревателя.

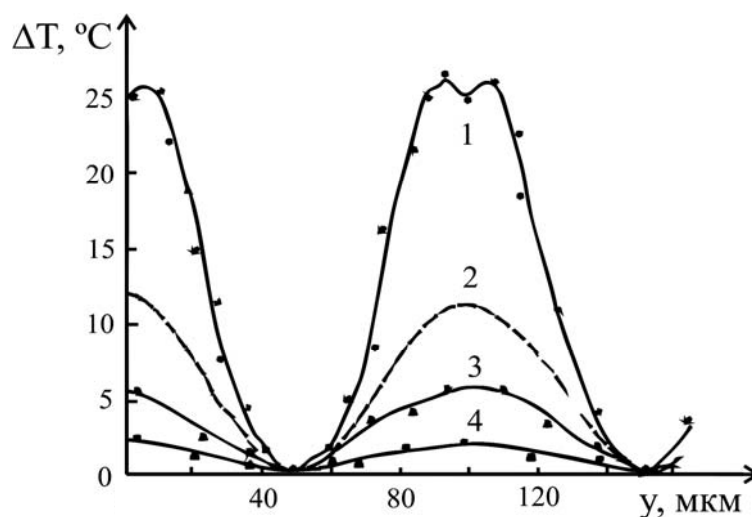


Рис. 4. Изменение температуры вдоль поверхности стекла в направлении, перпендикулярном оси нагревателя, в зависимости от расстояния до него: 100, 150, 200 и 300 мм (кривые 1...4, соответственно)

Здесь $\Delta T(y)$ – зависимость изменения температуры по толщине стекла от координаты y для точки, расположенной под одной из спиралей или в промежутке между ними. Как и следовало ожидать, по крайней мере, при расстояниях до нагревателя, в несколько раз больших его диаметра, интенсивнее прогреваются зоны стекла, расположенные непосредственно под спиралью. По мере удаления от нагревателей неоднородность распределения температуры уменьшается, однако при этом пропорционально квадрату расстояния до на-

гревателя будет убывать плотность теплового потока вблизи поверхности и в объеме стекла, поэтому расстояние от нагревателей до поверхности стекла более 300 мм (см. рис. 4, кривые 3 и 4) снижает эффективность нагрева стекла. Учитывая изложенное, было предложено уменьшить расстояние между спиралью в 1,5...2 раза. Следует отметить, что по мере приближения стекла к нагревателям увеличивается равномерность распределения температуры вдоль их оси (рис. 5) и практически стабильное тепловое поле устанавливается на расстоянии от края

спиралей, в 1,3...1,5 раза превышающем расстояние от стекла до спирали.

Таким образом, при расстояниях $h = 150...200$ мм, обусловленных конст-

рукцией печи, следует применять нагреватели длиной, превышающей размеры стекла не менее чем на 500 мм.

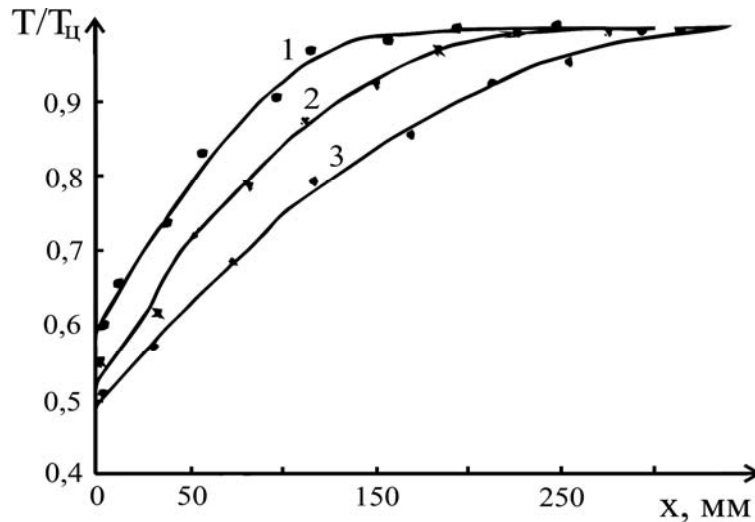


Рис. 5. Распределение температуры в стекле вдоль оси нагревателя при расстоянии от нагревателя до стекла, равном 100 (кривая 1), 150 (кривая 2) и 250 мм (кривая 3): $T_{ц}$ — температура, измеренная в точке, расположенной на оси спирали, $l = 100$ мм

Моделирование и экспериментальные исследования процессов воздушной закалки стекла

Эффективность закалки стекла, наряду с температурными полями, в значительной мере определяется интенсивностью теплообмена стекла при его

обдуве воздухом, которая зависит в основном от скорости истечения воздуха из закалочной решетки и удельного расхода, используемого при обдуве воздуха. Принципиальная схема системы охлаждения представлена на рис. 6.

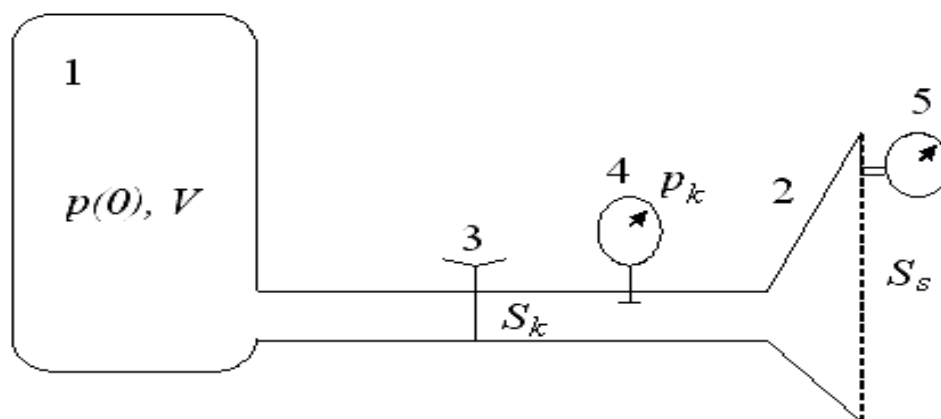


Рис. 6. Принципиальная схема системы охлаждения: 1 — ресивер; 2 — закалочные решетки; 3 — регулятор давления; 4, 5 — манометры

Рассмотрим результаты моделирования процессов воздушнотруйной заделки стекла. Пусть имеется закрытый сосуд (ресивер) объемом V , заполненный воздухом при давлении $p(0)$. При открытии клапана 3 происходит истечение воздуха из отверстий закалочной решетки суммарной площадью поперечного сечения S . Процесс истечения воздуха можно считать адиабатическим. Возможны два режима истечения воздуха: при $p_{атм}/p \leq 0,53$ (критический режим) процесс проходит с постоянной скоростью истечения, достаточно близкой к скорости звука в воздухе [11],

$$v_{кр} = \sqrt{\gamma p_{атм} / \rho_{атм}}, \quad (1)$$

где $p_{атм}$ и $\rho_{атм}$ – давление и плотность воздуха; γ – показатель адиабаты, $\gamma = 1,405$.

При $p_{атм}/p > 0,53$ (режим истечения докритический) скорость воздуха определяется выражением [11]

$$v = \sqrt{2 \frac{\gamma}{1-\gamma} \frac{p}{\rho} \left[\left(\frac{p_{атм}}{p} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_{атм}}{p} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}, \quad (2)$$

а массовый расход

$$M_g = \phi S_s \sqrt{2 \frac{\gamma}{1-\gamma} \frac{p}{\rho} \left[\left(\frac{p_{атм}}{p} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_{атм}}{p} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]},$$

где $\phi = 0,685$ [11].

На выходе из сопел суммарным сечением S_s давление равно $p_{атм}$, давление на манометре p_k , площадь поперечного сечения, где находятся клапан 3 и манометр 4, равно S_k . Тогда для стационарного и изэнтропического истечения газа можно записать

$$\begin{aligned} \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \frac{p}{\rho} &= \frac{v_k^2}{2} + \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \frac{p_k}{\rho_k} = \\ &= \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \frac{p_{атм}}{\rho_{атм}} + \frac{v^2}{2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где p_k , ρ_k , v_k – давление, плотность, скорость воздуха в трубе сечением S_k соответственно.

При этом

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p_k}{\rho_k^\gamma} = \frac{p_{атм}}{\rho_{атм}^\gamma} = const \quad (4)$$

и

$$v_k = \frac{\rho_{атм} S_s}{\rho_k S_k} v. \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) в (3) и учитывая условия (4), можно получить

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p_k}{\rho_k} - \frac{p_{атм}}{\rho_{атм}} \right) = \frac{v^2}{2} - \frac{v^2}{2} \left(\frac{\rho_{атм} S_s}{\rho_k S_k} \right)^2, \quad (6)$$

$$\rho_k = \rho_{атм} \left(\frac{p_k}{p_{атм}} \right)^{1/\gamma}. \quad (7)$$

Рассчитанные в рамках модели временные зависимости давления в ресивере и скорости истечения воздуха получены с учетом последовательного изменения массового расхода и плотности газа в ресивере и представлены на рис. 7 и 8.

Зависимости получены при начальном значении давления в ресивере $p(0) = 8$ атм. и его объеме 20 м^3 . Сечение S_s рассчитывалось следующим образом: вся закалочная решетка была разбита на секции ввиду необходимости варьирования размеров закаливаемых стекол, секции были одинаковыми и взаимозаменяемыми, количество отверстий в каждой из N -секций составляло 100 шт., диаметр отверстий d варьировался (3, 4 или 5 мм), суммарная площадь выходных отверстий составляла $S_s = N \cdot 100 \cdot (\pi \cdot d^2) / 4$. Из анализа приведенных на рис. 7 результатов измерения изменения во времени давления в ресивере (а) и скорости истечения воздуха из закалочной решетки (б) при различных значениях диаметра отверстий в ней следует, что чем меньше диаметр отверстий в решет-

ке, тем медленнее уменьшается давление воздуха и, кроме того, при уменьшении диаметра отверстия время, в течение которого соблюдается критический режим истечения воздуха, увеличивается. На рис. 7, б стрелкой отмечено начало падения давления воздуха на выходе из решетки по показаниям манометра 5. При этом очевидно, что скорость истечения

воздуха из закалочной решетки зависит от давления в ресивере и характер этой зависимости не изменяется при варьировании диаметра отверстий в закалочной решетке. Незначительные отклонения результатов расчетов от данных измерений обусловлены, вероятно, трением в системе, которое не учитывалось в модели авторов.

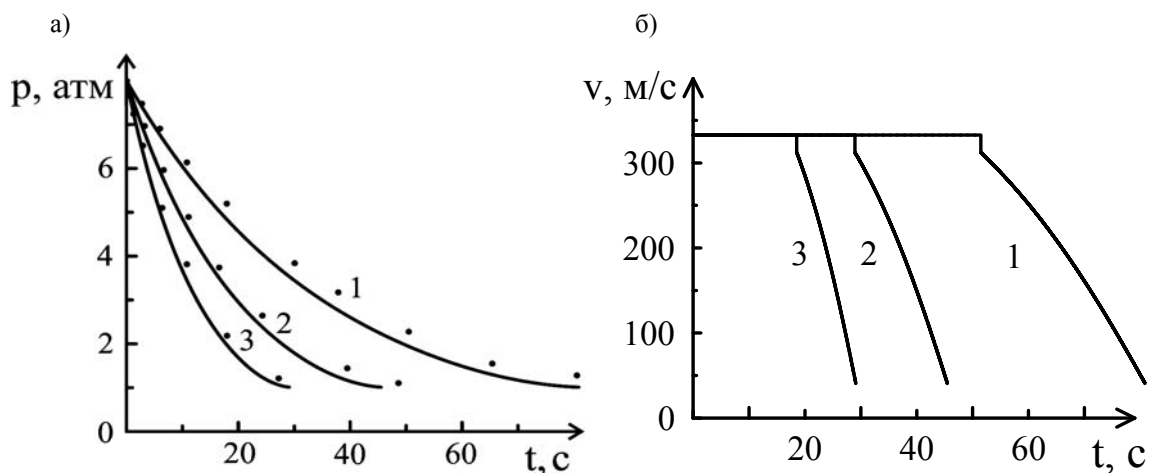


Рис. 7. Зависимость давления в ресивере (а) и скорости истечения воздуха из решетки (б) от времени после открытия клапана 3 при различных значениях диаметра отверстий закалочной решетки: 1 – 3 мм; 2 – 4 мм; 3 – 5 мм; сплошная линия – расчетная кривая, точки – результаты измерений

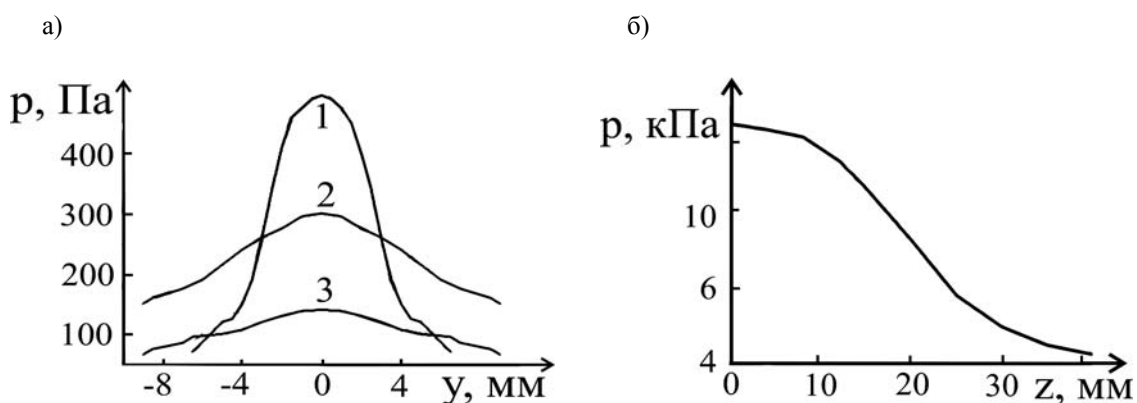


Рис. 8. Изменение давления воздуха в потоке, идущем из закалочной решетки, в его поперечном сечении (а) на расстоянии 20, 30 и 40 мм (кривая 1, 2 и 3) и в продольном направлении в зависимости от расстояния от отверстий (б)

На рис. 8 приведены результаты измерения распределения давления в воздушном потоке, идущем из закалочной решетки печи, в его поперечном и продольном сечениях.

Измерения проводились с помощью миниатюрной насадки с диаметром отверстия 1 мм, помещенной в воздушный поток и соединенной с высокочувствительным манометром. В начальный

момент времени $P(0) = 15$ кПа, диаметр отверстий – 4 мм. Из анализа представленных данных следует, что для эффективной закалки стекла расстояние от отверстий решетки до стекла должно составлять не более 30...40 мм, а диаметр отверстий должен быть не менее 4 мм. В этом случае можно отказаться от применения цилиндрических или конoidalных насадок на сопла, обычно используемых в закалочных устройствах [3, 5].

С целью проверки эффективности выработанных требований и технологических решений, которые необходимо заложить в техпроцесс изготовления экспериментальных образцов, были изготовлены закаленные стекла размером 600×160 мм, их толщина составляла 6; 5 и 4 мм. При этом в процессе закалки образец, размещенный на раме моллирования, помещался в предварительно нагретую до 400 °С печь. В течение

5...10 мин стекло нагревалось в печи до температуры 640...650 °С при различных скоростях и режимах нагрева, задаваемых с помощью регулятора ТРМ 251. Затем печь быстро открывалась, и стекло в течение 3...4 с перекачивалось в зону обдува. Давление на выходе из сопел измерялось манометром 5, поддерживалось постоянным в течение всего цикла закалки (15...30 с) и задавалось в диапазоне от 6 до 15 кПа. Диаметр отверстий в обдувочной решетке был равен 3,2 мм. В процессе обдува образец стекла мог совершать колебательные движения с частотой несколько герц и амплитудой 3...4 см, что необходимо для обеспечения равномерности закалки стекла [5]. Затем для оценки качества закалки рассматриваемые образцы подверглись стандартной процедуре разрушения. Фотографии разбитых образцов закаленного стекла представлены на рис. 9.

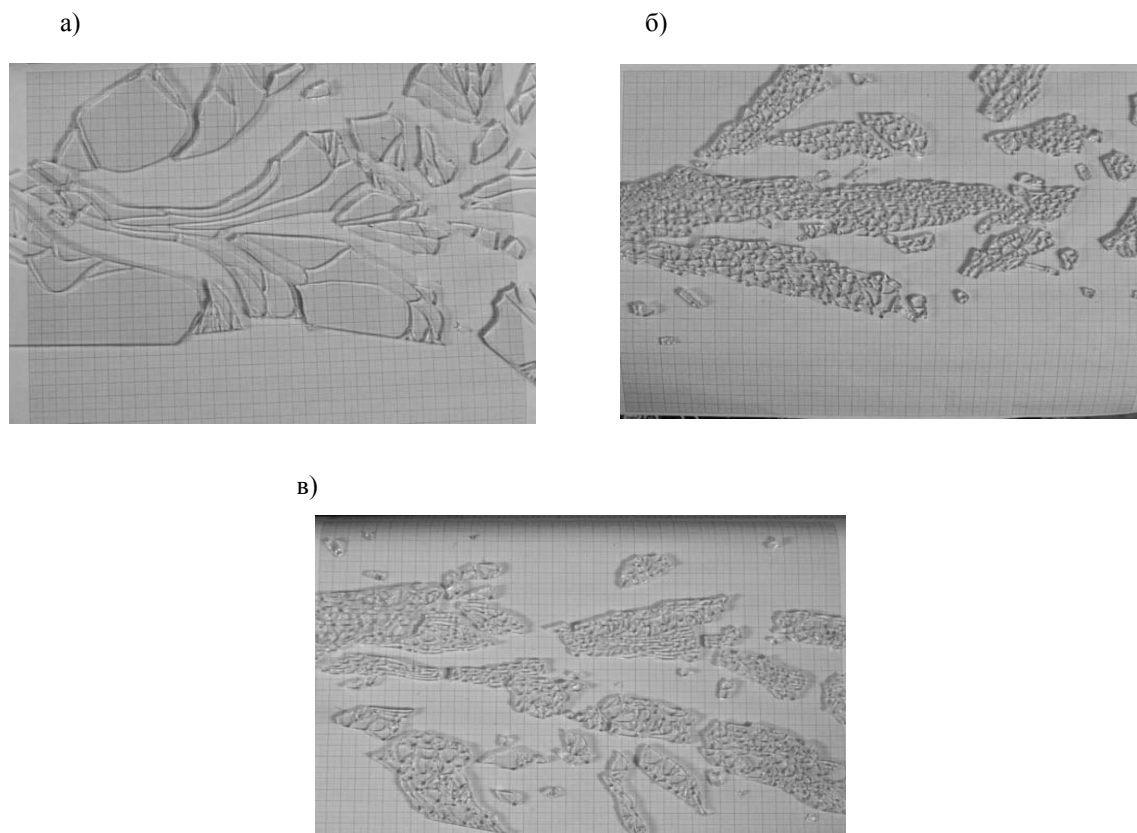


Рис. 10. Фотографии картины разбиения образцов закаленного стекла толщиной: а – 4 мм; б – 5 мм; в – 6 мм

Представленные данные для стекол толщиной 5 и 6 мм свидетельствуют о приемлемой степени и равномерности заделки изготовленных образцов, которые удовлетворяют требованиям Правил ЕЭК ООН № 43.

Заключение

Полученные результаты, отражающие динамику нагрева стекол при варьировании температуры нагревателя, показали, что уменьшение температуры нагревателя приводит к значительному снижению перепада температуры между поверхностью и срединным слоем нагреваемой пластины, однако это сопровождается увеличением продолжительности стадии нагрева стекла. Использование температур источника порядка 900 °С по сравнению с 650 °С сокращает продолжительность стадии нагрева более чем в 3 раза, однако, наряду с этим положительным фактором, наблюдается двукратное повышение максимального значения текущего – с 30 до 60 °С и десятикратное – конечного (к моменту достижения стеклом «закалочной» температуры) – с 3 до 30 °С перепада температуры по толщине нагреваемой пластины. Для обеспечения высокой производительности закалочного оборудования и равномерной заделки стекла необходимо, чтобы продолжительность

нагрева стекла до закалочной температуры была минимальна, а перепад температур по площади и толщине стекла при этом не превышал заданного значения. Сокращение продолжительности нагрева может быть достигнуто за счет повышения интенсивности теплового воздействия, однако при этом увеличивается перепад температур по толщине стекла, что может привести к неравномерности заделки или разрушению изделий.

Для эффективной заделки стекла расстояние от отверстий закалочной решетки до стекла должно составлять не более 30...40 мм, а диаметр отверстий решетки – не менее 4 мм. В таком случае можно отказаться от применения цилиндрических или коноидальных насадок на сопла, обычно используемых в закалочных устройствах. Для обеспечения равномерности заделки стекла в процессе обдува образец стекла может совершать колебательные движения около отверстий закалочной решетки с частотой несколько герц и амплитудой, равной 3...4 см.

Все перечисленные решения и требования нашли применение при организации производства закаленных стекол для наземного транспорта и сельскохозяйственной техники фирмой «КУВО» (г. Могилев, РБ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шутов, А. М.** Проблемы заделки тонкого стекла и их решение / А. М. Шутов // Стекло и керамика. – 1992. – № 4. – С. 8–9.
2. **Шабанов, А. Г.** Методика прогнозирования стекла при заделке / А. Г. Шабанов, А. И. Шутов, В. П. Марков // Стекло и керамика. – 1992. – № 5. – С. 10–11.
3. **Шутов, А. И.** Охлаждающая способность современных закалочных решеток / А. И. Шутов, И. А. Новиков, А. А. Чистяков // Стекло и керамика. – 2000. – № 2. – С. 10–11.
4. **Шутов, А. И.** Предельные уровни закалочных напряжений в листовом стекле / А. И. Шутов, Н. А. Герасимова, И. А. Новиков // Стекло и керамика. – 2002. – № 6. – С. 6–8.
5. **Шутов, А. И.** Методика расчета параметров неравномерности воздушоструйной заделки стекла / А. И. Шутов, В. Е. Суханов // Стекло и керамика. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
6. **Kasper, A.** Spontanbruch von Einscheiben-Sicherheitsglas am Bau – ein lösbares Problem / A. Kasper // Vortrag und Artikel im Tagungsband der VDI Tagung «Bauen mit Glas» in Baden-Baden, 1–2 März 2000, VDI-Verlag, Düsseldorf. – 2000. – P. 219–234.
7. **Hsiao, C. C.** Spontaneous fracture of tempered glass / C. C. Hsiao // Fracture. – 1977. – Vol. 3. – P. 985–992.
8. **Jacob, L.** A new model for the design of window glass plates using fracture mechanics concepts /

L. Jacob // Proceedings of the Glass Processing. Tampere, Finland. – 1999. – P. 196–199.

9. **Никоноров, Н. В.** Оптическое материаловедение: основы прочности оптического стекла / Н. В. Никоноров, С. К. Евстропьев // ИТМО. – 2009. – 104 с.

10. Стекло : справочник / Под ред. Н. М. Павлушкина. – М. : Стройиздат, 1973. – 487 с.

11. **Альтшульц, А. Д.** Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) / А. Д. Альтшульц, Г. Г. Кисилев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.

LIST OF LITERATURE

1. **Shutov, A. M.** Problems of thin glass tempering, and their solution / A. M. Shutov // Glass and ceramics. – 1992. – № 4. – P. 8–9.

2. **Shabanov, A. G.** Methods of glass tempering prognosis / A. G. Shabanov, A. I. Shutov, V. P. Markov // Glass and ceramics. – 1992. – № 5. – P. 10–11.

3. **Shutov, A. I.** Cooling capacity of modern tempering grates / A. I. Shutov, I. A. Novikov, A. A. Chistyakov // Glass and ceramics. – 2000. – № 2. – P. 10–11.

4. **Shutov, A. I.** Limiting levels of hardening stresses in sheet glass / A. I. Shutov, N. A. Gerasimova, I. A. Novikov // Glass and ceramics. – 2002. – № 6. – P. 6–8.

5. **Shutov, A. I.** Methods of calculating the parameters of non-uniformity of air jet glass tempering / A. I. Shutov, V. E. Sukhanov // Glass and ceramics. – 1998. – № 2. – P. 8–10.

6. **Kasper, A.** Spontanbruch von Einscheiben-Sicherheitsglas am Bau – ein lösbares Problem / A. Kasper // Vortrag und Artikel im Tagungsband der VDI Tagung «Bauen mit Glas» in Baden-Baden, 1–2 März 2000, VDI-Verlag, Düsseldorf. – 2000. – P. 219–234.

7. **Hsiao, C. C.** Spontaneous fracture of tempered glass / C. C. Hsiao // Fracture. – 1977. – Vol. 3. – P. 985–992.

8. **Jacob, L.** A new model for the design of window glass plates using fracture mechanics concepts / L. Jacob // Proceedings of the Glass Processing. Tampere, Finland. – 1999. – P. 196–199.

9. **Nikonorov, N. V.** Optical materials engineering : fundamentals of optical glass strength / N. V. Nikonorov, S. K. Evstropiev // ИТМО. – 2009. – 104 p.

10. Glass : handbook / Edited by N. M. Pavlushkina. – М. : Stroiizdat, 1973. – 487 p.

11. **Altshults, A. D.** Hydraulics and aerodynamics (Fundamentals of fluid mechanics) / A. D. Altshults, G. G. Kisilev. – М. : Stroiizdat, 1975. – 323 p.

Статья сдана в редакцию 15 декабря 2011 года

Владимир Матвеевич Кульбенков, технолог, Унитарное частное производственное предприятие «КУВО». Тел.: 8-0222-24-31-68. E-mail: kuvo@tut.by.

Анатолий Иосифович Войтенков, канд. физ.-мат. наук, директор, Унитарное частное производственное предприятие «КУВО». Тел.: 8-0222-24-31-68. E-mail: kuvo@tut.by.

Александр Васильевич Хомченко, д-р физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Виталий Геннадьевич Гузовский, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-74. E-mail: physics@bru.mogilev.by.

Олег Евгеньевич Коваленко, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-74. E-mail: physics@bru.mogilev.by.

Игорь Ульянович Примак, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-04-13. E-mail: physics@bru.mogilev.by.

Vladimir Matveyevich Kulbenkov, manufacturing engineer, KUVO Unitary private manufacturing enterprise. E-mail: kuvo@tut.by.

Anatoly Iosifovich Voitenkov, PhD, Director, KUVO Unitary private manufacturing enterprise. E-mail: kuvo@tut.by.

Alexander Vasilyevich Khomchenko, DSc, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Vitaly Gennadyevich Guzovsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Oleg Evgenyevich Kovalenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Igor Ulyanovich Primak, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 1 – 2012

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Художественное оформление обложки

И. А. Алексеюс

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Подписано в печать 02.03.2012. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 17,3. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ № 167.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.