

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

**ТРАНСПОРТ
МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ПРИБОРОСТРОЕНИЕ
СТРОИТЕЛЬСТВО . АРХИТЕКТУРА
ОХРАНА ТРУДА . ОХРАНА
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ . ГЕОЭКОЛОГИЯ**

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

Периодичность – 4 раза в год

4(25) 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

ДУБОВИК Д. А., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., БИЛЫК О.В., АМЕЛЬЧЕНКО Н. П. Аналитическая база алгоритма управления движением автопоезда	6
КАРТАШЕВИЧ А. Н., ТОВСТЫКА В. С., ГУРКОВ Г. Н. Сравнительный анализ экологических показателей дизеля Д-243 при работе на рапсовом масле и дизель- ном топливе	10
ЛОБАХ В. П., РУБЛЕВСКИЙ Л. В. Нормирование расхода топлива на автомобильном транспорте	15
МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А. Влияние угла подъема винтовой линии нажимного устройства на характеристики дискового тормоза мотоцикла с механическим приводом	22

НАУМЕНКО А. Е. Диагностирование технического состояния гидроаппаратов в гидросистеме гидрофицированных строительных и дорожных машин	30
САЗОНОВ И. С., ДУБОВИК Д. А., КИМ В. А., ЯСЮКОВИЧ Э. И., АМЕЛЬЧЕНКО Н. П. Имитационное моделирование курсового движения трехосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и средней осях.....	38
ТАРАСИК В. П., ГОРБАТЕНКО Н. Н., ПЛЯКИН Р. В., ЕГОРОВ А. Н. Мехатронная система пропорционального управления фрикционными гидромеханической передачи	47
ЩЕМЕЛЕВ А. М., БУЖИНСКИЙ А. Д. Насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования погрузчика	56
ЯСЮКОВИЧ Э. И. Имитационное моделирование курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами.....	60

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

БОГДАНОВ С. В., ПАВЛЮК С. К., КУЗМЕНКО И. М. Использование композитных несущих элементов для быстровозводимых строительных конструкций, монтируемых сваркой	68
ЕМЕЛЬЯНОВ С. Н., БЕРЕЗИЕНКО В. П., КОРОТЕЕВ А. О. Точечная сварка с использованием медной фольги для сохранения цинкового покрытия.....	76
КАРПЕНКО В. М. Рабочий процесс и механизм уплотнения формовочных смесей в воздушно-импульсных формовочных машинах.....	80
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ЛОВШЕНКО З. М. Оптимизация состава механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов	90
ЦЫГАНКОВА Л. А. Об одном алгоритме определения решения дифференциальной краевой задачи с постоянным запаздыванием и его области технической устойчивости	100

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Эффективность систем управления переходными процессами в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения	105
КОВАЛЬ А. С., ШВАЯКОВ А. В. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с	113

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

СЕРГЕЕВ С. С., МАРУКОВИЧ Е. И., МАРКОВ А. П., ГОГОЛИНСКИЙ В. Ф. Способы и структура визуально-оптического скопирования распределенных источников технологической информации.....	121
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БИБИК М. С. Повышение эффективности термообработки железобетонных изделий за счет снижения теплопотерь в ямных камерах на полигонах ОАО «Завод СЖБ № 1».....	129
БОЛОШЕНКО Ю. Г. Методика экспериментальных исследований работы железобетонных изгибаемых элементов, усиленных наращиванием сжатой зоны, в условиях действия малоцикловых нагрузок	142
ЛЕОНОВИЧ И. А., ЛЕОНОВИЧ А. А. Механизм разрушения фибробетонов на заполнителе из микросфер зол-уноса	149

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

ГАЛЮЖИН С. Д., ПУСКОВА В. М., РУЦКИЙ М. И. Безопасность эксплуатации грузоподъемных машин в строительстве	159
--	-----

- 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

TRANSPORT

DUBOVIK D. A., SAZONOV I. S., KIM V. A., BILYK O. V., AMELCHENKO N. P. Algorithm analytic base of lorry motion control	6
KARTASHEVICH A. N., TOVSTYKA V. S., GYRKOV G. N. Comparative analysis of ecological parameters of diesel engine Д-243 at work on rape oil and diesel fuel	10
LOBAKH V.P., RYBLEVSKY L.V. Techniques for evaluating the norms of fuel consumption in automobile transport.....	15
MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. Influence of the angle of spiral of the pressure device on the characteristics of the motorcycle disk brakes with a mechanical drive.....	22
NAUMENKO A. E. Diagnostication of the technical condition of hydrodevices in the hydrosystem of hydroficated road and building machines	30
SAZONOV I. S., DUBOVIC D. A., AMELCHENKO P. A., KIM V. A., YASYUKOVICH E. I. Simulation of the rout motion of a 3-axes wheeled machine with controlled wheels on the front and middle axes	38
TARASIK V. P., GORBATENKO N. N., PLYAKIN R. V., EGOROV A. N. Mechatronic system of hydromechanical transmission friction clutch proportioned control	47
SCHEMELEV A. M., BUZHINSKI A. D. Pump-storage energy-saving hydrodrive of a loader working equipment	56
YASYUKOVICH E. I. Simulation of a rout motion of a 3-axes vehicle with six wheels control	60

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

BOGDANOV S. V., PAVLUK S. K., KUZMENKO I. M. Usage of composite bearing elements for fast erected building structures assembled by welding	68
YEMELYANOV S. N., BEREZIENKO V. P., KOROTEYEV A. O. Spot welding with the application of copper foil for the preservation of zink coating.....	76

KARPENKO V. M. Working process and the mechanism of condensation of air – pulse moulding machines	80
--	----

LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., LOVSHENKO Z. M. Optimization of the compound of mechanically alloyed dispersion-strengthened nickel-and-chromes	90
--	----

TSYHANKOVA L. A. On one algorithm of the determination of the solution of a differential edge task with permanent lag and its domain of technical stability	100
--	-----

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Efficiency of control systems by transients in the main hot waterway pipelines.....	105
---	-----

KOVAL A. S., SHVAYAKOV A. V. Electromechanical system of lifts with a speed of 2 m/s	113
---	-----

INSTRUMENT MAKING

SERGEEV S. S., MARUKOVICH E. I., MARKOV A. P., GOGOLINSKY V. F. Means and structure of visual-optical replication of distributed sources of technological information	121
--	-----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BIBIK M. S. Increase in the efficiency of heat treatment of ferroconcrete products on account of the decrease in heat losses in pit chambers on the testing grounds of OAO «Zavod ЧЖБ № 1».....	129
--	-----

BOLOSHENKO J. G. The procedure of experimental investigation into the work of ferroconcrete bending elements reinforced with upbuilding of a compressed zone in conditions of minicycle loads.....	142
---	-----

LEONOVICH I. A., LEONOVICH A. A. Destruction Mechanism of fibrous concrete on the fly-ashes micro-sphere filler.....	149
---	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

HALIUZHYN S. D., PUSKOVA V. M., RUTSKIY M. I. Safe exploitation of load-lifting machines in construction	159
---	-----

ТРАНСПОРТ

УДК 629.113-598.001.66

**Д. А. Дубовик, канд. техн. наук, И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф., О. В. Билык, канд. техн. наук,
Н. П. Амельченко, канд. техн. наук**

АНАЛИТИЧЕСКАЯ БАЗА АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ АВТОПОЕЗДА

Современные автоматические системы управления движением на основе измеренных параметров производят расчеты по определению сил в контакте колес машины с опорной поверхностью и коэффициентов сцеплений. Формирование сигналов управления осуществляют при обнаружении превышения заданных пороговых значений сил или коэффициентов сцеплений в контакте колес с опорной поверхностью.

В работе предлагается аналитическая база алгоритма управления автопоездом, позволяющая идентификацию мгновенных центров скоростей звеньев поезда.

В настоящее время ведущие фирмы решают задачу управления движением автопоездов с помощью более сложных электронных систем управления, чем АБС, например, таких как ELB. В систему ELB, по меньшей мере, входят: электропневматическая тормозная система (EPB); ABS; противобуксовочная система (ASR) и система автоматической стабилизации (ESP). Систему ELB отличает то, что она использует дополнительные информации, по сравнению с известными автоматическими системами управления, например: давление в тормозном цилиндре, нагрузка на оси. Колеса автопоезда, оснащенного ELB, отличает то, что все они срабатывают синхронно.

Анализ текущей информации позволяет прогнозировать, что в будущем, после принятия законодательного акта ЕЭК ООН об обязательном использовании системы ESP (примерно с 2012 г.), ELB станет таким же стандартным атрибутом автопоездов, как и ABS.

Несмотря на совершенство системы ELB, его алгоритм управления использует традиционные кинематические параметры, которые мы отмечали в [1, 2] как менее информативные, чем информации о

силах в контакте колес машины с опорной поверхностью и в узлах связи между звеньями автопоезда. Любая современная автоматическая система управления движением колесных машин на основе измеренных кинематических параметров движения решает две основные задачи – это определение сил в контакте колес с дорогой или же коэффициентов их сцепления с дорогой. Так, например, система VDC в своем алгоритме управления использует велосипедную модель автомобиля с позиционными геометрическими связями и на основе принципа Даламбера производит расчет сил в контакте колес с опорной поверхностью с использованием измеренных кинематических параметров вращения колес и масс машины. Силы, рассчитанные таким методом, сравнивают с заведомо заданными пороговыми значениями, а при обнаружении превышения расчетных сил заданным пороговым значениям система формирует сигнал управления исполнительными механизмами для достижения желаемых параметров движения. Причем фирмы, производящие автоматические системы управления, никоим образом не дают

обоснования о выборе пороговых значения сил или коэффициентов сцепления колеса с опорной поверхностью. Поэтому нельзя однозначно утверждать, что алгоритмы таких систем управления адаптивны к изменяющимся условиям опорной поверхности и режимам движения автопоезда.

Не отрицая совершенство современных систем активной безопасности (САБ), попытаемся привнести свой способ повышения их эффективности. Суть предлагаемого нами способа совершенствования алгоритма управления состоит в том, что предлагается использовать кинематические параметры не для расчета сил или коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью, а с помощью этих параметров осуществлять идентификацию мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда. По существу, предлагается изменить аналитическую базу алгоритма управления. Необходимость такого подхода объясняется тем, что пороговые значения сил или коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью являются переменными и зависят от характеристик опорной поверхности. Поэтому возникает необходимость поиска универсального критерия формирования сигналов управления, не зависящего от характеристик опорной поверхности.

На наш взгляд, такой критерий для колесных машин, осуществляющих криволинейное движение, существует – это наличие мгновенных центров скоростей звеньев поезда. Опознавание криволинейного движения можно осуществить с помощью обнаружения углов поворота управляемых колес.

Как известно, необходимыми условиями чистого качения колес автопоезда (автомобиля) при криволинейном движении является существование мгновенных центров скоростей. Отсутствие мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда означает, что машина совершает прямолинейное движение, которое опознается параметрами углов поворота управляе-

мых колес, или движется со скольжением колес.

Полагая, что все кинематические параметры, необходимые для определения мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда, замеряются датчиками, входящими в современные системы управления, рассмотрим схему, позволяющую аналитически представить способ идентификации мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда (рис. 1).

Для определения мгновенного центра скоростей определим угол Δ (см. рис. 1). Точка K представляет собой точку сочленения тягача с полуприцепом (прицепом).

Рассматривая треугольник $KP_c^T C_1$, имеем

$$|KP_c^T| = \sqrt{|P_c^T C_1|^2 + |KC_1|^2 - 2|P_c^T C_1||KC_1|\sin(\eta - \delta_1)}.$$

По теореме синусов имеем

$$\frac{\sin \Delta}{|P_c^T C_1|} = \frac{\cos(\eta - \delta_1)}{|KP_c^T|}.$$

Откуда

$$\Delta = \arcsin \left[\frac{|P_c^T C_1|}{|KP_c^T|} \right] \cos(\eta - \delta_1),$$

где

$$|P_c^T C_1| = \frac{L_T \cos \delta_2}{\sin(\eta - \delta_1 + \delta_2)};$$

$$|KC_1| = H;$$

$$|KP_c^T| = \sqrt{\frac{L_T^2 \cos^2 \delta_2}{\sin^2(\eta - \delta_1 + \delta_2)} + H^2 - 2 \frac{L_T \cos \delta_2 \sin(\eta - \delta_1)}{\sin(\eta - \delta_1 + \delta_2)}}.$$

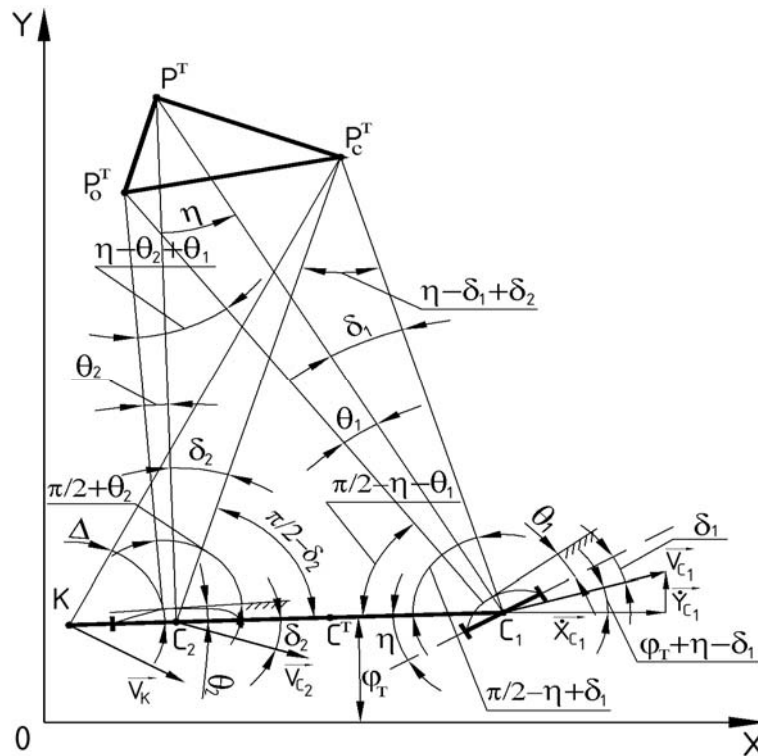


Рис. 1. Схема к идентификации мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда при его криволинейном движении

Таким образом, имеем

$$\Delta = \arcsin \left[\frac{L_T \cos \delta_2 \cos(\eta - \delta_1)}{\sin(\eta - \delta_1 + \delta_2) \sqrt{\frac{L_T^2 \cos^2 \delta_2}{\sin^2(\eta - \delta_1 + \delta_2)} + H^2 - 2 \frac{L_T \cos \delta_2 \sin(\eta - \delta_1)}{\sin(\eta - \delta_1 + \delta_2)}}} \right] \quad (1)$$

Центр пятна контакта переднего колеса прицепа, перемещаясь по линии качения, описывает кривую, отличную от кривой геометрического центра колеса вследствие

деформации пневматика. Эту кривую можно охарактеризовать мгновенными центрами перемещения точек: точка сопряжения дышла полуприцепа (прицепа) и точка переднего моста тягача, точка пятна контакта шины заднего моста и точка сопряжения дышла полуприцепа к сцепке тягача K (см. рис. 1).

После формальных преобразований аналитическую базу, позволяющую идентификацию мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда, можно представить в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\cos \theta_3}{\cos(\Delta + q_3 - q_4 - \theta_3)} < \frac{\cos \theta_3^{\text{доп}}}{\cos(\Delta + q_3 - q_4 - \theta_3^{\text{доп}})}; \\ \frac{\cos \left(q_4 - \arctg \frac{\dot{q}_2 - H \dot{q}_3 \cos q_3 - l \dot{q}_4 \cos q_4}{\dot{q}_1 + H \dot{q}_3 \sin q_3 + l \dot{q}_4 \sin q_4} \right)}{\cos \left(\Delta + q_3 - \arctg \frac{\dot{q}_2 - H \dot{q}_3 \cos q_3 - l \dot{q}_4 \cos q_4}{\dot{q}_1 + H \dot{q}_3 \sin q_3 + l \dot{q}_4 \sin q_4} \right)} < \frac{\cos \delta_3^{\text{доп}}}{\cos(\Delta + q_3 - q_4 + \delta_3^{\text{доп}})}. \end{array} \right. \quad (2)$$

Для оценки курсовой устойчивости звеньев «тягач – прицеп» введено допустимое значение угла увода $\delta_3^{\text{доп}}$ (см. рис. 1), при котором исключается проскальзывание пятен контактов колес. В [1, 2] приведены рекомендации по предельным значениям углов увода $\delta_3^{\text{доп}} \approx 10^\circ$.

Таким образом, аналитическая база адаптивного алгоритма управления, обеспечивающая криволинейное движение автопоезда без проскальзывания пятен контактов колес автопоезда, может быть основана на способе идентификации мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда, которые исключают задание множества пороговых значений сил или коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью.

Эффективность аналитической базы алгоритма может быть повышена путем использования методов механики негोलомных систем, учитывающих при составлении уравнений движения автопоезда также уравнения кинематических связей качения колеса с опорной поверхностью.

Окончательно формальные условия существования мгновенных центров скоростей звеньев автопоезда можно представить в виде

$$\begin{cases} |P^{\Pi}P_c^{\Pi}| < |P^{\Pi}P_c^{\Pi}|^{\text{доп}}; \\ |P^{\Pi}P_o^{\Pi}| < |P^{\Pi}P_o^{\Pi}|^{\text{доп}}; \\ |P_c^{\Pi}P_o^{\Pi}| < |P_c^{\Pi}P_o^{\Pi}|^{\text{доп}}, \end{cases} \quad (3)$$

где $|P^{\Pi}P_c^{\Pi}|^{\text{доп}}$, $|P^{\Pi}P_o^{\Pi}|^{\text{доп}}$, $|P_c^{\Pi}P_o^{\Pi}|^{\text{доп}}$ – значения соответствующих отрезков при допустимых значениях $\delta_3^{\text{доп}}$, $\delta_4^{\text{доп}}$, $\theta_3^{\text{доп}}$, $\theta_4^{\text{доп}}$.

Таким образом, адаптивный к характеристикам опорной поверхности алгоритм формирования сигналов управления движением автопоездов может быть реализован в современных автоматических системах управления с использованием кинематических параметров движения масс автопоездов.

Критерий формирования сигналов управления исполнительными механизмами автопоездов, основанный на идентификации мгновенного центра скоростей звеньев автопоезда при криволинейном движении, существенно повысит эффективность современных систем управления, а тем самым и их безопасность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика колесных машин / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.
2. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.05.2009

**D. A. Dubovik, I. S. Sazonov,
V. A. Kim, O. V. Bilyk, N. P. Amelchenko**
Algorithm analytic base of lorry motion control

The analysis of operation of automatic motion control systems of wheeled machines shows that all modern automated control systems use information about kinematic parameters of rotary and progressive wheel motion and bodies. On their basis calculations are made and forces of wheel contact with the supporting surface and their coupling coefficients are determined and algorithm carries out control signal formation when discovering exceeding rated forces and coupling coefficients relative to threshold force and coupling coefficient meanings. These algorithms are not adaptable to changing characteristics of the road supporting surface. The paper offers an algorithm analytic base of lorry motion control based on the identification of instantaneous speed centers of lorry links. Algorithm forms a control signal when instantaneous lorry links speed centers are not available at its curvilinear motion.

УДК 631.372 (662.6/8)

А. Н. Карташевич, д-р техн. наук, проф., В. С. Товстыка, Г. Н. Гурков**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ Д-243 ПРИ РАБОТЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ И ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ**

В статье приведён сравнительный анализ изменения дымности отработавших газов, содержания в них NO_x , CO , CO_2 и CH при замене традиционного дизельного топлива на альтернативное рапсовое масло. По результатам исследований сделаны выводы, что при условии сохранения мощностных показателей работы двигателя на уровне, установленном заводом-изготовителем, и увеличении часового расхода топлива на 15 %, происходит снижение выбросов сажи – до 29 %, оксидов азота – до 31 % и несгоревших углеводородов – до 29 %. Выбросы оксида и диоксида углерода увеличиваются на 26 и 10 % соответственно.

В настоящее время в Республике Беларусь актуальным является вопрос применения возобновляемых источников энергии с целью обеспечения энергетической безопасности страны. Это подкреплено рядом нормативных актов: Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 28 ноября 2005 г. № 1339 «Об утверждении перечня государственных программ фундаментальных и прикладных научных исследований в области естественных, технических, гуманитарных и социальных наук на 2006–2010 годы», Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 17 мая 2005 г. № 512 «Об утверждении перечня приоритетных направлений фундаментальных и прикладных научных исследований Республики Беларусь на 2006–2010 годы», Указом Президента Республики Беларусь от 6 июля 2005 г. № 315 «Об утверждении приоритетных направлений научно-технической деятельности в Республике Беларусь», Директивой Президента Республики Беларусь от 14 июня 2007 г. № 3 «Экономия и бережливость – главные факторы экономической безопасности государства».

Одним из возобновляемых источников энергии, использование которого позволит улучшить энергетическую безопасность Беларуси, является масло, получаемое из семян рапса. Данный вид альтернативного топлива по своим свойствам близок к свойствам дизельного топлива и может быть применен в дизельном двигателе. Однако рапсовое масло (РМ) и ди-

зельное топливо (ДТ) имеют ряд отличий. ДТ получают путем перегонки нефти, и оно состоит из парафиновых, нафтеновых,олефиновых, диеновых и ароматических углеводородов. Рапсовое масло по своему химическому составу представляет собой смесь триглицеридов с повышенной молекулярной массой и увеличенной длиной углеводородной цепи по сравнению с дизельным топливом. Отсюда и повышенная кинематическая вязкость рапсового масла (4,5 сСт – для ДТ против 34 сСт – для РМ при 40 °С), пониженное цетановое число (45 – для ДТ против 36 – для РМ), пониженное содержание серы (0,2 % – для ДТ против 0,0012 % – для РМ). Вследствие низкого содержания серы в рапсовом масле в атмосферу выбрасывается незначительное количество её оксидов с отработавшими газами двигателя [1, 2].

Отработавшие газы (ОГ) дизелей представляют собой сложную многокомпонентную смесь газов, паров, капель жидкостей и дисперсных твёрдых частиц. Отработавшие газы при использовании углеводородных топлив на 99...99,9 % состоят из продуктов полного сгорания (CO_2 и H_2O) и воздуха с низким содержанием кислорода. Остальные 0,1...1 % и определяют токсичность выхлопа двигателя. Дизельный двигатель по общей токсичности имеет существенные преимущества перед бензиновым (табл. 1). Дизель имеет более

низкое содержание в отработавших газах продуктов неполного сгорания топлива (CO и CH_x), что обусловлено работой дизеля с более высоким коэффициентом избытка воздуха, чем бензиновый двигатель. У дизельного двигателя ниже вы-

бросы альдегидов и бенз(а)пирена. Выбросы оксидов азота у обоих типов двигателей соизмеримы. Однако содержание сажи в ОГ дизеля значительно превышает этот показатель у бензинового двигателя [3].

Табл. 1. Усреднённый состав ОГ двигателей внутреннего сгорания [3]

Компоненты ОГ	Концентрация веществ в ОГ		Токсичные компоненты ОГ дизелей на режиме полной нагрузки, г/(кВт·ч)
	Бензиновый двигатель	Дизель	
Азот (N_2)	74...77 %	74...78 %	—
Кислород (O_2)	0,3...8,0 %	2,0...18 %	—
Водяной пар (H_2O)	3,0...5,5 %	0,5...9,0 %	—
Диоксид углерода (CO_2)	5,0...12,0 %	1,0...12,0 %	—
Оксиды азота (NO_x)	0,01...0,8 %	0,004...0,5 %	10...30
Оксид углерода (CO)	0,5...12,0 %	0,005...0,4 %	1,5...12,0
Углеводороды (CH_x)	0,2...3,0 %	0,009...0,3 %	1,5...8,0
Бенз(а)пирен	0...20,0 мкг/м ³	0...1,0 мкг/м ³	$1 \cdot 10^{-6}$... $2 \cdot 10^{-6}$
Сажа (C)	0...0,04 г/м ³	0,01...1,1 г/м ³	0,05...2,0
Альдегиды (RCHO)	0...0,2 %	0,001...0,009 %	—

В связи с различием свойств топлив на основе рапсового масла со свойствами ДТ будет разница и в процессах впрыскивания, распыливания и смесеобразования. При переводе работы дизеля с ДТ на рапсовое масло впрыск начинается позже на 3...3,5 град п. к. в. и продолжительность впрыскивания выше на 1,5...2,5 град п. к. в., структура факела в поперечном сечении становится более неравномерной, угол его раскрытия уменьшается, факел становится более дальнотойным. Остаточное давление в топливопроводе выше для рапсового масла. Для растительных масел время полного подъёма иглы более стабильно. Игла садится в седло в течение более длительного промежутка времени. При подаче растительного масла давление впрыска является более высоким. Это можно связать с меньшей сжимаемостью масла. В результате увеличивается дальнотойность струи. При использовании растительного топлива наблюдается более высокая скорость увеличения давле-

ния в топливопроводе высокого давления [2, 4].

На изменение экологических показателей работы дизеля при использовании в качестве топлива рапсового масла влияет:

- ухудшение процесса смесеобразования в связи с повышенной вязкостью рапсового масла;
- изменение показателей процесса сгорания топлива в связи с более низким цетановым числом и изменённым фракционным составом возобновляемого топлива;
- сгорание рапсового масла в дизеле является более длительным по сравнению с дизельным топливом;
- наличие в составе рапсового масла 10 % кислорода.

Интенсивные исследования по использованию рапсового масла в дизелях начались в 80-х гг. прошлого столетия в Швеции, США, Австрии и других странах. В настоящее время также прово-

дятся исследования по применению рапсового масла в дизелях такими учёными, как Н. А. Иващенко, В. А. Марков, А. А. Зенин, Д. А. Коршунов, А. А. Ефанов и С. Н. Девянин, С. В. Гусаков и др. Результаты исследований имеют различную направленность значений экологических показателей [5–7].

Нами был проведен сравнительный анализ работы дизеля на рапсовом масле и дизельном топливе. При сравнении работы дизеля на двух топливах мы руководствовались условием сохранения мощностных показателей работы двигателя на уровне, установленном заводом-изготовителем. В связи с тем, что РМ имеет низшую теплоту сгорания на 12 % ниже, чем дизельное топливо (42,5 МДж/кг – для ДТ против 37,3 МДж/кг – для РМ), часовой расход топлива был увеличен на 15 %.

Исследования проводились на двигателе Д-243 без изменения конструкции топливоподающей аппаратуры на дизельном топливе и чистом рапсовом масле. Контролировались следующие параметры: частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1} , дымность отработавших газов S и содержание в них NO_x , CO , CO_2 и CH . Результаты испытаний обработаны и представлены в виде графических зависимостей дымности отработавших газов и

количества токсичных веществ NO_x , CO , CO_2 , CH от частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис. 1 и 2).

Оксиды азота являются основным нормируемым вредным веществом отработавших газов дизелей (см. табл. 1). В общей сложности в ОГ содержится более 10 различных оксидов азота и 95...98 % из них приходится на NO , 2...5 % – на NO_2 , содержание же остальных незначительно. Образование оксидов азота в цилиндре дизеля происходит путём окисления азота воздуха и имеет термическую природу. Концентрация NO_x в отработавших газах повышается при увеличении нагрузки и, соответственно, росте максимальной температуры цикла. Некоторые исследователи связывают и образование сажи с уровнем температуры локальных зон пламени вокруг капель топлива. При этом образование частиц углерода максимально при температуре горения 1880 °С. При уменьшении или увеличении температуры количество сажи снижается [3, 8].

На рис. 1 представлены зависимости дымности и концентрации NO_x в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе дизеля на РМ и ДТ.

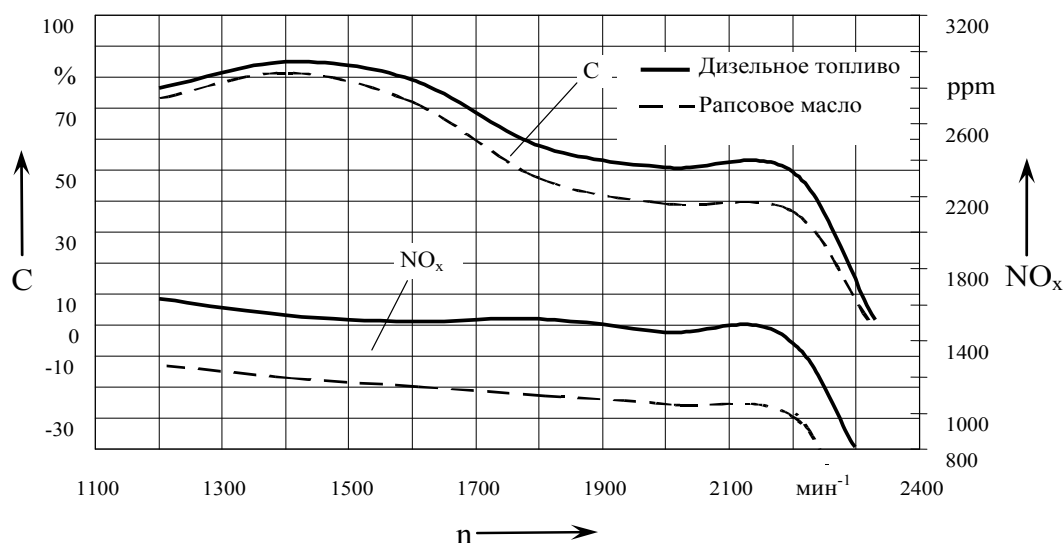


Рис. 1. Зависимость дымности и концентрации NO_x в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе дизеля на РМ и ДТ

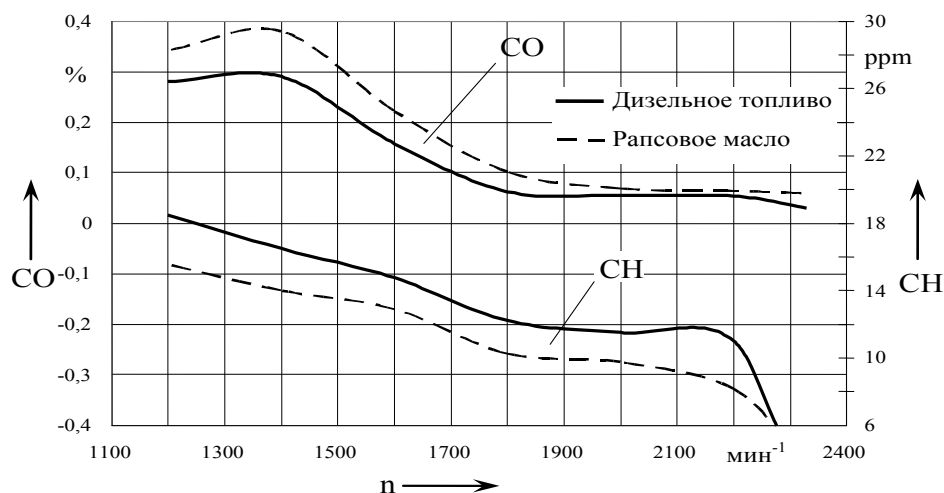
По результатам экспериментов (см. рис. 1) можно говорить, что использование рапсового масла приводит к уменьшению дымности отработавших газов на всех режимах работы дизеля. При номинальной частоте вращения (2200 мин^{-1}) коленчатого вала дымность уменьшается на 29 %, на режиме, соответствующем максимальному моменту (1400 мин^{-1}), уменьшение составляет 4 %. Снижение количества частиц сажи можно связать с наличием 10 % кислорода в рапсовом масле. В дизельном топливе он отсутствует. Частицы углерода образуются в процессе пиролиза при высокой температуре в центральной зоне топливной струи,

где содержание кислорода относительно мало. Атомы кислорода рапсового масла уменьшают количество топлива, участвующего в этой реакции.

По всей внешней скоростной характеристике при замене дизельного топлива на РМ мы наблюдаем уменьшение выбросов NO_x на 21...31 % (см. рис. 1). Это, видимо, связано с понижением максимальной температуры цикла.

На рис. 2 представлены зависимости концентрации CH , CO и CO_2 в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе дизеля на РМ и ДТ.

а)



б)

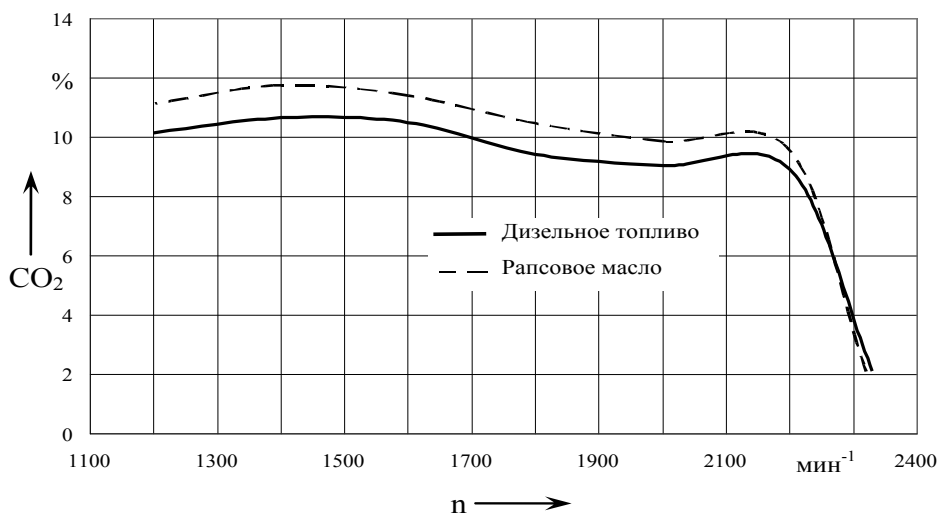


Рис. 2. Зависимость концентрации CH , CO (а) и CO_2 (б) в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе дизеля на РМ и ДТ

Экспериментальные данные (см. рис. 2) свидетельствуют о том, что выбросы монооксида углерода на частотах вращения, близких к номинальной, увеличиваются на 17 %. При повышении нагрузки и снижении частоты вращения увеличение выбросов СО уже составляет 26 %. Увеличение количества оксида углерода в отработавших газах при использовании рапсового масла в качестве топлива связано с ухудшением качества смесеобразования. Повышенная дальность факела высоковязкого топлива ухудшает его смешивание с воздухом, вследствие чего образуется больше участков с богатой смесью и, как следствие, содержание оксида углерода возрастает.

Количество несгоревших углеводородов при применении рапсового масла уменьшается на 13...29 % (см. рис. 2). Это связано с тем, что в рапсовом масле увеличилось количество кислорода, что привело к более полному его сгоранию.

Выбросы диоксида углерода по всей корректорной ветви внешней скоростной характеристики возрастают (см. рис. 2). На номинальном режиме выбросы CO_2 увеличиваются на 7 %, на режиме, соответствующем максимальному моменту, увеличение составляет 10 %.

В заключение необходимо отметить, что различия в свойствах, параметрах процесса впрыскивания и сгорания рапсового масла и дизельного топлива разнонаправленно влияют на экологические показатели работы дизеля. При условии сохранения мощностных показателей работы двигателя на уровне, установленном заводом-изготовителем, и увеличении часового расхода топлива на 15 % происходит снижение выбросов са-

жи – до 29 %, оксидов азота – до 31 % и несгоревших углеводородов – до 29 %. Выбросы оксида и диоксида углерода увеличиваются на 26 и 10 % соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карташевич, А. Н.** Возобновляемые источники энергии : науч.-практ. пособие / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка. – Горки : БГСХ, 2007. – 264 с.
2. **Льотко, В.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Льотко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М. : МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
3. **Марков, В. А.** Характеристики топливopодaчи транспортных дизелей / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. – 160 с.
4. **Матиевский, Д. Д.** Решение вопросов оптимизации рабочего процесса дизеля с объёмно-плёночным смесеобразованием на чистом рапсовом масле / Д. Д. Матиевский, С. П. Кулманакoв, А. В. Шашев // Двигатель-2007 : сб. науч. тр. по материалам междунар. конф., посвящённой 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 572 с.
5. Использование растительных масел в качестве альтернативного топлива за рубежом : Система ДОР. – М., 1991. – 10 с.
6. **Шашев, А. В.** Совершенствование рабочего процесса дизеля с объёмно-плёночным смесеобразованием при использовании в качестве топлива рапсового масла : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02. / А. В. Шашев. – Барнаул : ВИМ, 2007. – 30 с.
7. **Гусаков, С.** Особенности применения чистого рапсового масла в качестве топлива в малоразмерных высокооборотных дизелях / С. Гусаков, П. Вальехo // Автогазoзаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2006. – № 4. – С. 58–62.
8. **Лиханов, В. А.** Снижение токсичности автотракторных дизелей / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. – М. : Агропромиздат, 1991. – 208 с.

Белорусская государственная сельскохозяйственная академия
Материал поступил 17.03.2009

A. N. Kartashevich, V. S. Tovstyka, G. N. Gyrkov **Comparative analysis of ecological parameters of** **diesel engine Д-243 at work on rape oil and diesel fuel**

The paper gives a comparative analysis of smokiness change of exhausted gases, the availability of NO, CO, CO_2 and CH in them when the traditional diesel fuel is replaced by the alternative rape oil. According to the results of the study it follows that under conditions of keeping the power parameters at the level established by the manufacturer and increasing the fuel expenditure by 15 % per hour there occurs a reduction of soot emission up to 29 %, nitrogen oxide to 31 %, and nonburnt hydrocarbons to 29 %. Emissions of oxide and dioxide of carbon increase by 26 and 10 % respectively.

УДК 629.1.018

В. П. Лобах, канд. техн. наук, доц., Л. В. Рублевский**НОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ**

В статье приведен анализ расчетных формул и методик для определения норм расхода топлива на автомобильном транспорте. Разработана программа расчета норм, приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований. Даны рекомендации. Предложена схема прибора, позволяющего выбирать наиболее экономичный режим движения автомобиля в различных условиях эксплуатации.

Постоянный рост количества автомобильных транспортных средств, использующих в качестве топлива нефтепродукты, ограниченность природных ресурсов и др. требуют экономного расходования топлива [1–7]. Один из путей экономии топлива – правильное нормирование его расхода на стадии планирования перевозок, для чего применяют расчетный метод. Однако он дает различные результаты в зависимости от применяемых формул, требует громоздких вычислений и подготовки большого количества исходных данных как конструктивного, так и эксплуатационного плана.

Например, при нормировании расхода топлива для грузовых автомобилей учитывается основная норма расхода на пробег и дополнительная норма на транспортную работу. Основная норма корректируется надбавками в процентах с учетом времени года, климатических и дорожных условий, рельефа местности и прочего. Указанные нормы и надбавки устанавливаются соответствующими распоряжениями вышестоящих организаций, что не всегда соответствует действительности, т. к. расход топлива зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов: передаточного отношения и КПД трансмиссии, сопротивления дороги, скорости движения и т. д. Кроме того, в их применении существует субъективное мнение по времени и количеству. Дополнительная норма расхода вообще остается постоянной для всего многообразия условий работы автомобиля. Описанное нормирование расхода производится по формуле

$$Q = H_0 \cdot \frac{L}{100} + H_d \cdot \frac{W}{100}, \quad (1)$$

где H_0 – основная норма расхода топлива, л/100 км; H_d – дополнительная норма расхода топлива, л/100 т·км; L – пробег автомобиля, км; W – транспортная работа, т·км.

Все вышеуказанное не отражает реальную картину расхода топлива.

Более правильным при нормировании расхода топлива является аналитическое определение его с учетом как можно большего количества конструктивных и эксплуатационных факторов. В известных работах Н. Я. Говорущенко и других исследователей приводятся уравнения, которые учитывают ряд дополнительных факторов, например, удельный эффективный расход топлива, что видно из следующей формулы [1, 2]:

$$Q = \frac{k_V \cdot k_N \cdot q_N \cdot (G_a \cdot \psi + 0,077 \cdot k \cdot F \cdot V_a^2) \cdot L}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \eta_{TP} \cdot \rho_T}, \quad (2)$$

где k_V – коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода топлива от скоростного режима двигателя; k_N – коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода топлива от загрузки двигателя; q_N – удельный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч); G_a – вес автомобиля, Н; ψ – коэффициент сопротивления дороги; k – коэффициент сопротивления воздуха; F – площадь лобового сопротивления автомобиля, м²; V_a – скорость автомобиля, м/с; L – пробег автомобиля, км; η_{TP} – КПД трансмиссии автомобиля;

ρ_T – плотность топлива, т/м³.

Данная формула дает достаточно точный результат, но значение удельного эффективного расхода топлива может изменяться до двух раз, что при расчетах приводит к такому же изменению нормы расхода топлива. Более точный результат при нормировании расхода топлива может быть получен при использовании следующей зависимости [2]:

$$Q = \frac{L}{100 \cdot \eta_i} \cdot [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \times (G_a \cdot \psi + 0,077 \cdot k \cdot F \cdot V_a^2)], \quad (3)$$

где η_i – индикаторный КПД; i_k – передаточное число коробки передач; A , B , C – постоянные коэффициенты, зависящие от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов.

Коэффициент A определяется по формуле

$$A = \frac{7,95 \cdot a \cdot V_h \cdot i_0}{H_{II} \cdot \rho_T \cdot r_K}, \quad (4)$$

где V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л; a – постоянный для данного двигателя коэффициент, определяется экспериментально; H_{II} – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; i_0 – передаточное число главной передачи; r_K – радиус качения колеса, м.

Коэффициент B равен:

$$B = \frac{0,69 \cdot b \cdot V_h \cdot S_{II} \cdot i_0}{H_{II} \cdot \rho_T \cdot r_K^2}, \quad (5)$$

где b – постоянный для данного двигателя коэффициент, определяется экспериментально; S_{II} – ход поршня двигателя, м.

Постоянный коэффициент C будет равен:

$$C = \frac{100}{H_{II} \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}. \quad (6)$$

Используя вышерассмотренную методику, можно рассчитать норму расхода топлива на 100 км. Для облегчения расче-

тов была разработана программа [3], алгоритм работы которой представлен на рис. 1.

Московским институтом НАМИ была произведена серия расчетов по формулам (2) и (3) для грузовых автомобилей, работающих на дорогах с асфальтобетонными покрытиями. Расчет учитывал такие переменные факторы, как скорость автомобиля, коэффициент дорожного сопротивления, массу автомобиля. Нами повторены расчеты с использованием разработанных программ по формулам (2) и (3), а также определен расход по формуле (1).

На полигоне института НАМИ была произведена также серия опытов для каждого из грузовых автомобилей и определены экспериментальные значения нормы расхода топлива [2]. Результаты расчетов, выполненных нами и институтом, и экспериментов для грузового автомобиля МАЗ-5325 приведены в табл. 1.

Для наглядности сравнения расчетных и экспериментальных данных были построены соответствующие зависимости. Зависимость норм расхода топлива от массы груза представлена на рис. 2.

Из табл. 1 и рис. 2 следует, что расчет по формулам (1)–(3) дает различные результаты. При этом расчет по формуле (1), которая используется на практике с целью планирования расхода топлива, отличается до 50 % в сторону увеличения, что является недопустимым. В то же время такой расчет удовлетворяет практиков, что позволяет покрыть перерасход топлива из-за погрешностей в работе (неудовлетворительное техническое состояние подвижного состава, плохие организация работ при перевозках и состояние дорог и пр.).

Расчетные и экспериментальная зависимости норм расхода топлива от скорости движения порожнего автомобиля и загруженного массой груза 8 т представлены на рис. 3.

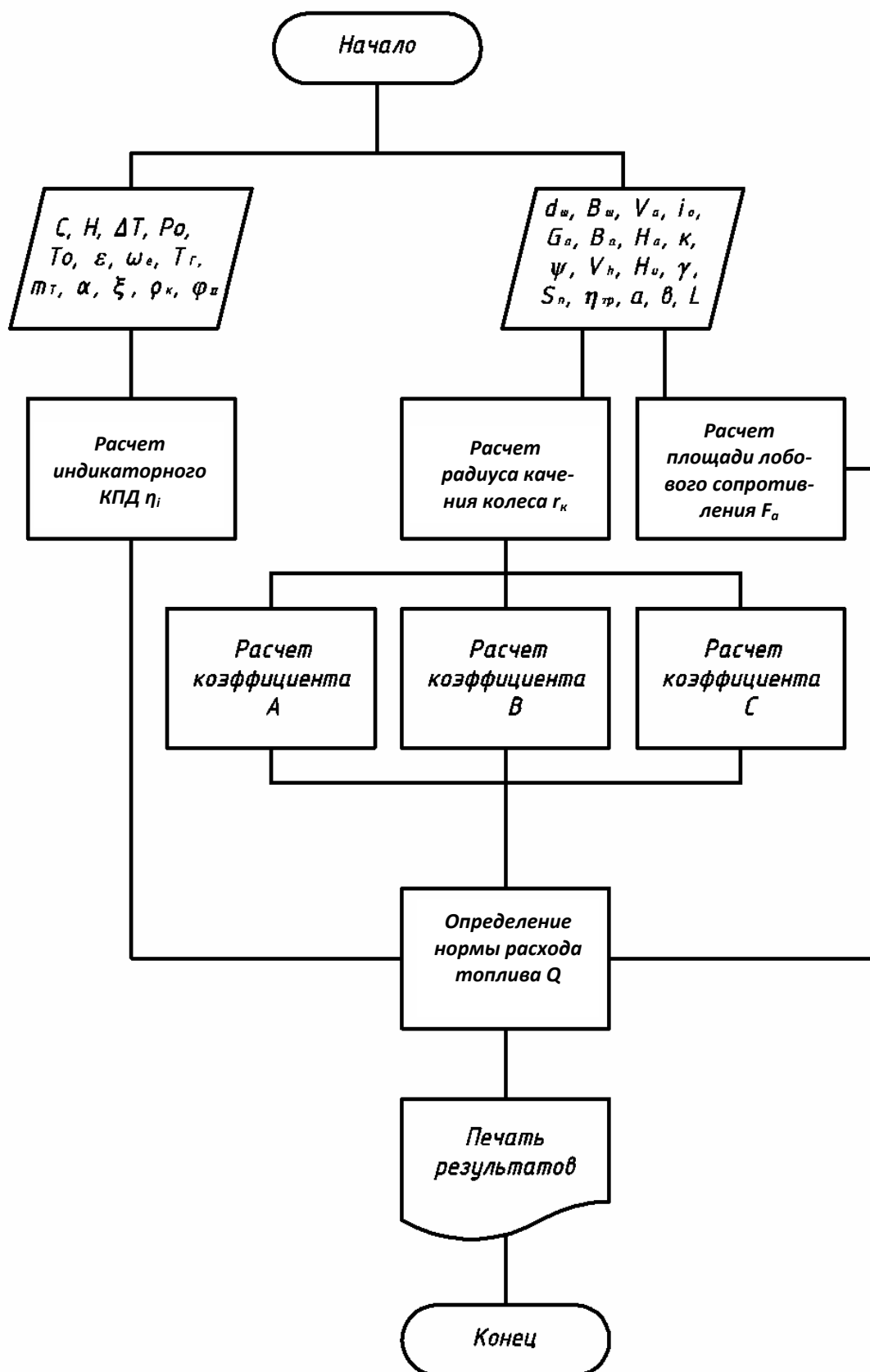


Рис. 1. Алгоритм расчета нормы расхода топлива на ЭВМ

Табл. 1. Результаты расчетов и экспериментов по определению норм расхода топлива

Номер формулы	Расход топлива, л/100 км								
	Масса груза, т			Скорость автомобиля, км/ч			Коэффициент сопротивления дороги		
	0	4	8	40	50	60	0,015	0,020	0,025
1	28,0	33,2	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4
2	19,4	26,1	32,8	29,5	31,0	32,8	26,1	32,8	39,5
3	23,5	29,0	34,5	30,0	32,2	34,5	29,0	34,5	40,0
1пор				28,0	28,0	28,0			
2пор				16,1	17,6	19,4			
3пор				19,0	21,1	23,5			
Эксппор				18,9	20,8	23,5			

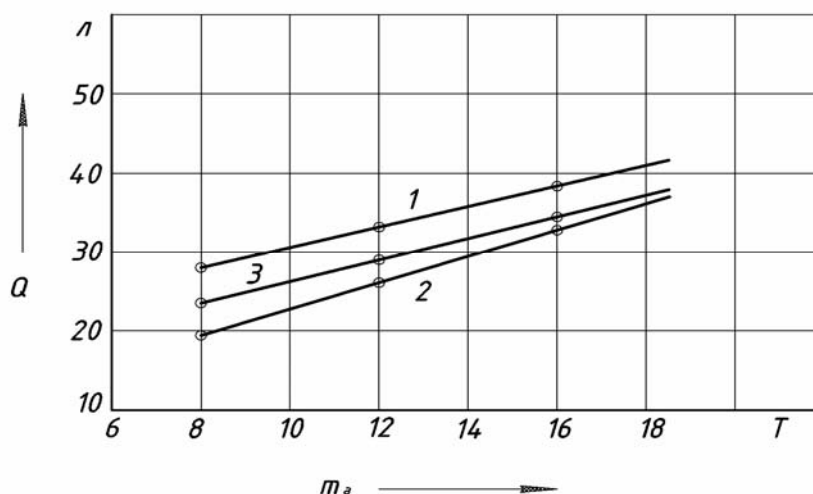


Рис. 2. Графики зависимости норм расхода топлива от массы груза

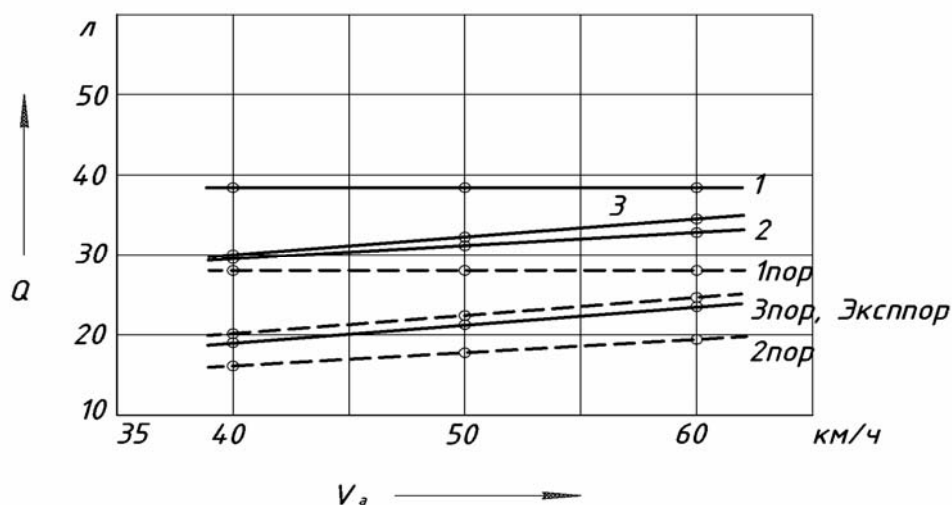


Рис. 3. Графики зависимости норм расхода топлива от скорости автомобиля: 1, 2, 3, 1пор, 2пор, 3пор – расчетные нормы по формулам (1), (2) и (3) для груженого и порожнего автомобиля соответственно; Эксппор – экспериментальные нормы для порожнего автомобиля

Как видно из графических зависимостей (рис. 3), расчетная формула (1) дает весьма приближенный результат, норма расхода топлива в этом случае остается постоянной величиной, что противоречит логике. Это в очередной раз подтверждает непригодность данной формулы для нормирования расхода топлива.

Из табл. 1 и рис. 2 и 3 следует, что результаты расчета по формулам (2) и (3) также отличаются между собой. Тем не менее сравнение экспериментальных и расчетных результатов показывает, что формула (2) дает заниженный результат, в то время как графики экспериментального и расчетного значений по формуле (3) практически совпадают. Это свидетельствует о достоверности данной формулы и обосновывает ее возможность дальнейшего применения на практике. Следует отметить, что при расчете нормы расхода топлива индикаторный КПД принимается постоянным для всех режимов движения, что не совпадает с действительностью. На самом деле КПД изменяется в зависимости от мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха, в связи с этим некоторые результаты расчетов могут оказаться заниженными.

К сожалению, рассмотренная методика расчета расхода топлива имеет очевидный недостаток – она требует громоздких вычислений и подготовки большого количества исходных данных конструкторского и эксплуатационного характера, что не представляется возможным из-за их многообразия. Поэтому использовать её в повседневной практике невозможно.

Ввиду этого необходимо разработать такое устройство, которое в любой момент времени могло бы предоставить водителю визуальную информацию об экономичном режиме движения, способствуя тем самым выдерживанию расчетных норм расхода топлива. Принцип действия данного устройства основан на определении удельного эффективного расхода топлива при движении автомобиля в определенных условиях на конкретной передаче. Удельный эффективный расход

топлива при движении автомобиля будет постоянно изменяться в зависимости от скорости движения, дорожных сопротивлений, массы автомобиля, сопротивления воздуха и др. и определяется по выражению

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}, \quad (7)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); G_T – часовой расход топлива, кг/ч; N_e – эффективная мощность, кВт.

Поскольку в основу работы прибора положено выражение (7), то в его конструкцию необходимо включить датчик часового расхода топлива и датчик мощности. Как известно, мощность определяется выражением

$$N_e = M_e \cdot n, \quad (8)$$

где M_e – момент на валу двигателя, Н·м; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹.

Из выражения (8) видно, что для реализации датчика мощности необходимо на уровне электрических сигналов перемножить импульсы датчика крутящего момента на импульсы датчика частоты вращения.

На основании вышеизложенного материала предложена [4–7] схема прибора экономичного режима движения, представленная на рис. 4.

Устройство включает в себя датчик мощности 1, смонтированный на первичном валу коробки передач, датчик 2 часового расхода топлива с крыльчаткой, который крепится на головку блока цилиндров двигателя и монтируется в топливопровод между топливным насосом и карбюратором при помощи шлангов в тканевой оплетке и винтовых стяжных хомутов. Прибор также включает в себя контактный датчик переключения передач 4, работающий по принципу замыкания цепи при переходе на определенную передачу. Контактный датчик коробки передач соединен с микропроцессорной системой 3,

осуществляющей алгебраическое деление сигналов с датчиков мощности и часового расхода топлива, и связь датчика включения передач 4 с блоком контрольных ламп 5 на щитке приборов 6. Для вывода и визуального представления обработанной микропроцессором информации предусмотрен дисплей прибора со шкалой, на которой отме-

чены диапазоны допустимого удельного эффективного расхода топлива на каждой передаче. Диапазоны имеют соответствующую нумерацию: 2, 3, 4 и т. д. Кроме того, на дисплее прибора имеется отметка «0», символизирующая, что прибор находится в неактивном состоянии (не функционирует).

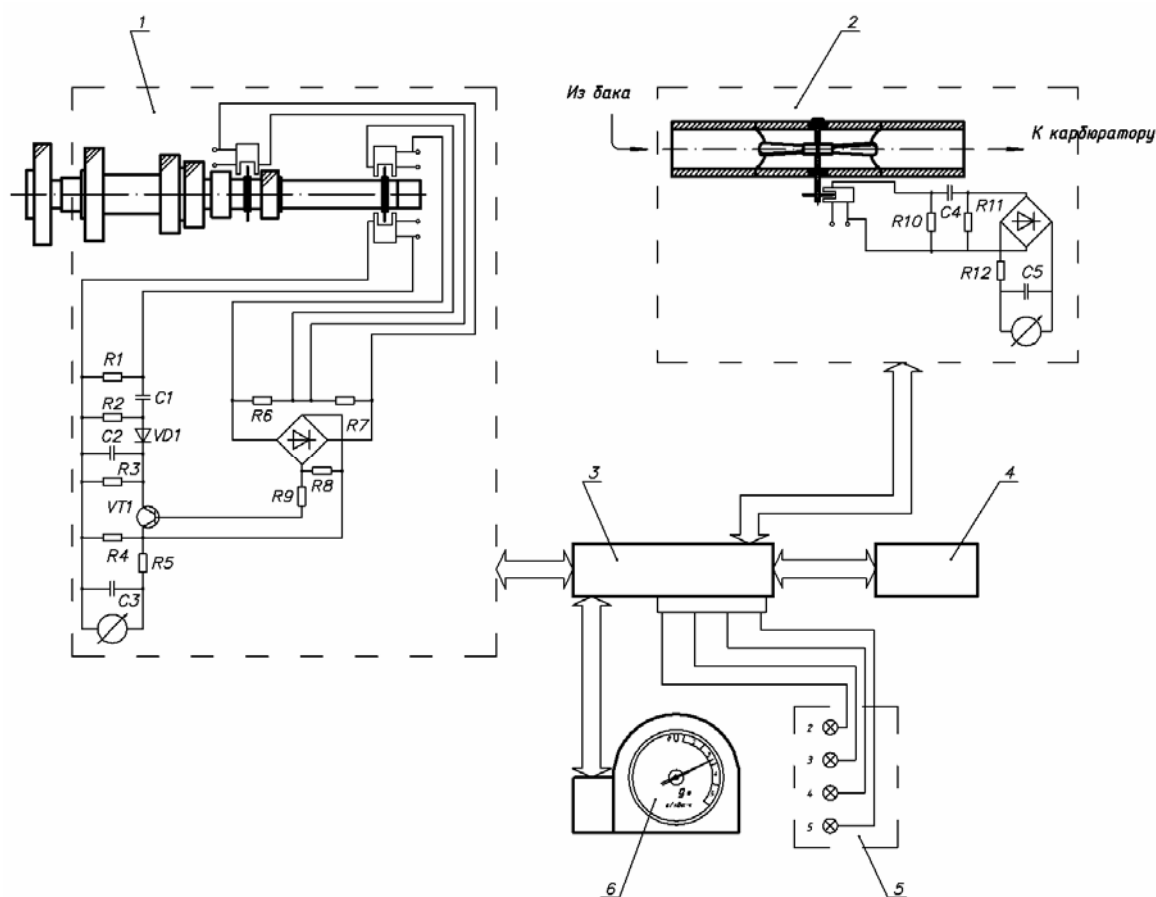


Рис. 4. Прибор выбора экономичного режима движения: 1 – датчик мощности; 2 – датчик часового расхода топлива; 3 – микропроцессорная система; 4 – контактный датчик переключения передач; 5 – блок контрольных ламп; 6 – шкала прибора

Прибор работает следующим образом. При запуске двигателя стрелка прибора остается неподвижной. Водитель включает первую передачу, при этом стрелка прибора остается неподвижной (на отметке «0»), контрольные лампы, расположенные возле дисплея, не горят. Это объясняется тем, что прибором не предусмотрен контроль расхода топлива на первой передаче, поскольку она используется редко. В коробке передач отсутствует контактный датчик, реагирую-

щий на включение первой передачи, следовательно, никакой сигнал на микропроцессор и измерительный прибор не поступает. При переходе на вторую передачу загорается контрольная лампа «2», стрелка прибора должна переместиться на шкалу «2». Пределы шкалы «2» указывают допустимое значение расхода топлива на второй передаче, середина шкалы «2» указывает минимальный расход на второй передаче. В процессе движения на второй передаче

водитель при помощи педали управления подачей топлива должен установить стрелку прибора на шкалу «2» (на середину шкалы). Это будет означать, что на данной передаче автомобиль движется на экономичном режиме с минимальным расходом топлива.

Далее водитель переходит на другие передачи, срабатывает контактный датчик соответствующей передачи и загорается контрольная лампа, информируя водителя о том, что стрелка прибора должна установиться в пределах соответствующих шкал на третьей передаче. По окончании движения водитель переходит на нейтральную передачу, отсоединяя двигатель от коробки передач. Прибор отключается, стрелка прибора устанавливается на отметку «0».

Таким образом, в процессе движения водитель, используя установленный прибор, имеет возможность выбрать и установить экономичный режим движения автомобиля на каждой конкретной передаче, добиваясь экономии топлива на маршруте в целом.

Таким образом, в выполненной работе решены следующие вопросы:

1) проведен анализ расчетных формул по нормированию расхода топлива, в результате чего установлено, что нормы, определенные по различным формулам, существенно отличаются друг от друга;

2) установлено, что формула (1) не может быть использована в качестве расчетной для нормирования расхода топлива из-за большой неточности, а формулы (2) и (3) – из-за большой громоздкости вычислений и подготовки большого количе-

ства исходных данных конструкторского и эксплуатационного характера;

3) подтверждено, что расчеты по формуле (3) дают наиболее точный результат, практически совпавший с экспериментом;

4) предложен метод экономии топлива с учетом использования измерительных приборов на автомобиле;

5) разработана принципиальная схема прибора для выбора экономичного режима движения автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Говорущенко, Н. Я.** Основы управления автомобилем транспортом / Н. Я. Говорущенко. – Харьков : Вища шк., 1978. – 224 с.
2. **Говорущенко, Н. Я.** Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н. Я. Говорущенко. – М. : Транспорт, 1990. – 135 с.
3. **Козловский, П. А.** Анализ методов нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте / П. А. Козловский, В. П. Лобах // 44-я студенческая научно-техническая конференция : материалы науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 30.
4. **Лобах, В. П.** Энергосбережение на автомобильном транспорте / В. П. Лобах // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 23–27.
5. **Лобах, В. П.** Анализ методов определения расхода топлива / В. П. Лобах, П. А. Козловский // Материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 44.
6. **Лобах, В. П.** Пути энергосбережения на автомобильном транспорте / В. П. Лобах // Материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : МГТУ, 2001. – С. 75–76.
7. Технологическое оборудование для улучшения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов на автомобильном транспорте / В. В. Геращенко [и др.]. – Могилев : Облтипография, 1996. – 116 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 16.03.2009

V. P. Lobakh, L. V. Ryblevsky
Techniques for evaluating the norms of fuel consumption in automobile transport

The paper gives the analysis of calculated formulae and techniques for evaluating the norms of fuel consumption in automobile transport. The program for calculating the norms of fuel consumption has been developed. The results of theoretical and experimental studies are given in the paper. Also, some recommendations are given. Offered is the scheme of the device enabling to choose the most economical mode of automobile traffic under various conditions of operation.

УДК 629.113

**А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.**

ВЛИЯНИЕ УГЛА ПОДЪЕМА ВИНТОВОЙ ЛИНИИ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА МОТОЦИКЛА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Приводятся результаты исследования зависимости тормозного момента и коэффициента полезного действия дискового тормоза от угла подъема резьбы винтового нажимного устройства дискового тормоза. Установлены оптимальные пределы изменения угла подъема резьбы, оказывающего комплексное влияние на характеристики дискового тормоза с механическим приводом. Установлено, что изменение угла подъема резьбы позволяет увеличить значения нажимного усилия и, соответственно, тормозного момента без потери работоспособности винтового нажимного устройства по критерию износостойкости и запаса прочности ходового винта по эквивалентным напряжениям.

В зависимости от условий движения, функционального назначения и конструктивного исполнения транспортных средств устанавливается определенное количество тормозных механизмов, обладающих требуемыми техническими характеристиками. В последние годы значительно увеличилось количество транспортных средств со штатными дисковыми тормозными механизмами.

Эффективность дисковых тормозных механизмов зависит от целого ряда факторов. Если рассматривать дисковые тормоза с гидравлическим приводом, то в данном случае эффективность определяется ограничением давления жидкости в гидроприводе.

Эффективность дисковых тормозов с механическим приводом сдерживается незначительным увеличением прикладываемых усилий с помощью механических нажимных устройств, используемых в тормозных механизмах.

Разработанные дисковые тормоза нового типа содержат механическое нажимное устройство, которое позволяет использовать механический привод, например, трос в оболочке. Разработанные тормоза с механическим приводом способны создавать необходимые тормозные моменты для любых транспортных средств, обладая при этом невысокими стоимостью, сложностью и, что немало-

важно, надежностью.

К тормозным механизмам транспортных средств предъявляются особо жесткие требования: стабильная эффективность, максимальная надежность, большая энергоемкость, безотказность, долговечность и простота технического обслуживания и ремонта [1, 2]. Учитывая преимущества дисковых тормозов нового типа с механическим нажимным устройством, они в большей степени соответствуют предъявляемым жестким требованиям, чем тормоза с гидравлическим приводом.

Учитывая, что в качестве нажимного устройства дискового тормоза выступает винтовая передача [3, 4], проводилось исследование влияния угла подъема винтовой линии на характеристики тормоза.

Угол подъема винтовой линии резьбы является параметром, от которого зависит не только развиваемый тормозной момент, но также и много других параметров тормозного механизма. Всё это требует внимательного подхода к выбору величины угла подъема резьбы.

На рис. 1 представлена зависимость развиваемого тормозного момента от величины угла подъема резьбы β . Диапазон изменения угла подъема резьбы выбирался исходя из назначения ходовой резьбы нажимного устройства.

Значение угла подъёма резьбы изменялось от 16 до 33°, а его нижняя граница ограничивалась критерием самоторможения резьбы. Это означает, что в данном нажимном устройстве необходимо иметь резьбу без эффекта самоторможения, т. к. в этом случае отпадает необходимость в каких-либо дополнительных устройствах,

предназначенных для обеспечения отвода тормозных колодок от диска [5, 6]. Для этого необходимо, чтобы угол подъёма резьбы был больше угла трения: $\beta > \varphi$ (обычно $\beta \geq 2\varphi$), т. е. минимальное значение угла подъёма резьбы должно быть согласовано с реально существующими углами трения в резьбе.

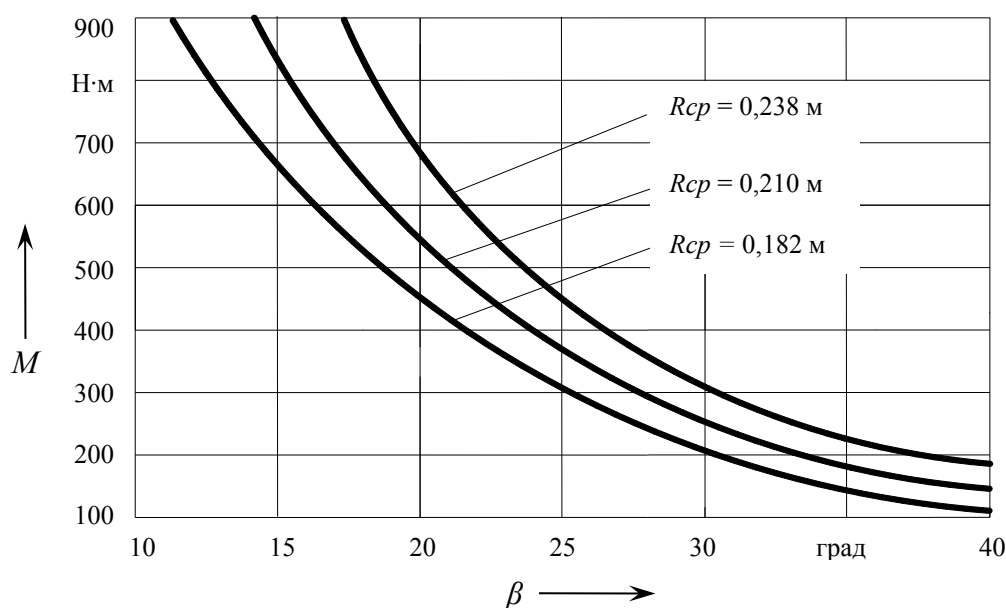


Рис. 1. Зависимость момента трения M дискового тормоза от угла подъёма резьбы β при различных значениях среднего радиуса трения R_{cp}

Верхняя же граница выбранного диапазона изменения угла подъёма резьбы связана с тем, что увеличение угла подъёма резьбы свыше 25° нецелесообразно, т. к. при этом прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы с большими углами подъёма затруднено. К тому же уменьшается передаточное отношение винтовой передачи [4].

Исследование влияния угла подъёма резьбы на тормозной момент проводилось при трёх значениях среднего радиуса трения: $R_{cp} = 0,182$ м; $R_{cp} = 0,196$ м; $R_{cp} = 0,238$ м.

При среднем радиусе трения, имеющем наибольшее из трёх значение $R_{cp} = 0,238$ м, величина необходимого тормозного момента достигалась раньше, чем при двух других значениях среднего радиуса трения.

Это означает, что есть возможность, в случае необходимости, значительно увеличить развиваемый тормозной момент, не изменяя параметров нажимного устройства, т. е. притом же тормозном механизме, за счёт незначительного возрастания диаметра тормозного диска.

Одновременно с этим, сохраняя диаметр тормозного диска, можно повысить развиваемый тормозной момент, незначительно уменьшив угол подъёма резьбы.

Например, для среднего радиуса трения $R_{cp} = 0,196$ м, принятого для мотоцикла ММВЗ-3.1135, выпускаемого Минским мотовелозаводом (ОАО «МОТОВЕЛО»), уменьшая угол подъёма резьбы β с 23 до 20°, развиваемый тормозной момент M возрастает с 397 до 449 Н·м.

С уменьшением величины угла подъёма резьбы возрастает развиваемый тормозной момент, что напрямую связано с возрастанием нажимного усилия, которое также имеет тенденцию к возрастанию с уменьшением угла подъёма резьбы.

Одновременно с описанным влиянием величины угла подъёма резьбы на тормозной момент происходит изменение величины коэффициента полезного действия, среднего диаметра резьбы и нажимного усилия. Кроме того, ходовая резьба нажимного устройства может изменить свои свойства с точки зрения эффекта самоторможения.

Это означает, что угол подъёма резьбы оказывает комплексное влияние на показатели тормозного механизма, что позволяет одновременно решать несколько задач.

Для мотоциклов Минского мотовело-завода оптимальной является величина угла подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$, т. к. при такой величине развиваемый тормозной момент равен 397,1 Н·м (требуемая величина по условию сцепления шин с дорогой); коэффициент полезного действия – 0,71 (при наличии трения на торце винта); без трения на торце винта коэффициент полезного действия – 0,77; средний диаметр резьбы – 18 мм.

Одновременно с влиянием на величину тормозного момента, коэффициент полезного действия и средний диаметр резьбы угол подъёма резьбы оказывает влияние на величину эквивалентных напряжений (совместное действие кручения и сжатия), воздействующих на винт нажимного устройства.

Учитывая комплексное влияние угла подъёма резьбы на другие параметры, оценивалось его влияние на величину тормозного момента во взаимосвязи с коэффициентом трения в резьбе.

Исследование проводилось при трёх значениях угла подъёма резьбы: $\beta = 16^\circ$; $\beta = 23^\circ$; $\beta = 30^\circ$. Так, при коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,05$ и величине угла подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$ тормозной момент равен $M = 455$ Н·м; при коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,19$ и величине угла

подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$ тормозной момент равен $M = 311$ Н·м.

Проведенный анализ результатов исследований позволил не только определить характер влияния коэффициента трения в резьбе на тормозной момент (увеличение момента трения с уменьшением коэффициента трения), но также определить возможные пределы вариации угла подъёма резьбы с учетом коэффициента трения в резьбе.

Максимальное значение $M = 611$ Н·м тормозной момент принимает при величине угла подъёма резьбы $\beta = 16^\circ$ и коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,05$.

Учитывая подобное влияние коэффициента трения в резьбе, его можно отнести к факторам, однозначно влияющим на параметры тормозного механизма. То есть при решении любых задач, возникающих как при проектировании тормозного механизма с рассматриваемым нажимным устройством, так и при производстве, необходимо предусмотреть все возможные мероприятия, направленные на снижение коэффициента трения в резьбе, т. к. при уменьшении потерь на трение в резьбе увеличиваются значения как коэффициента полезного действия, так и тормозного момента.

Для этой цели производится подбор материалов в сопряжении винт-гайка с низким коэффициентом трения (для материалов сталь-бронза коэффициент трения составляет 0,1). Для снижения коэффициента трения используется также смазка поверхностей трения в винтовой передаче или производится замена трения скольжения трением качения. Последнее влечёт за собой усложнение конструкции и увеличение стоимости передачи.

Одним из основных параметров нажимного устройства на основе винтовой передачи является средний диаметр резьбы. Результаты исследования влияния среднего диаметра резьбы на величину тормозного момента и другие характеристики дискового тормоза позволяют говорить о значительной взаимо-

связи среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы. Учитывая большое значение угла подъема резьбы для показателей дискового тормоза: тормозной момент, необходимое приводное усилие, износостойкость, прочность и другие показатели, проводилось исследование влияния угла подъема резьбы на величину коэффициента полезного действия.

Исследование проводилось с учетом возможного изменения среднего

диаметра резьбы. Являясь важным параметром нажимного устройства, угол подъема резьбы позволяет изменять значение развиваемого нажимного усилия и обеспечивать растормаживание тормоза.

Зависимость коэффициента полезного действия от величины среднего диаметра резьбы с учетом изменения угла подъема резьбы показана на рис. 2.

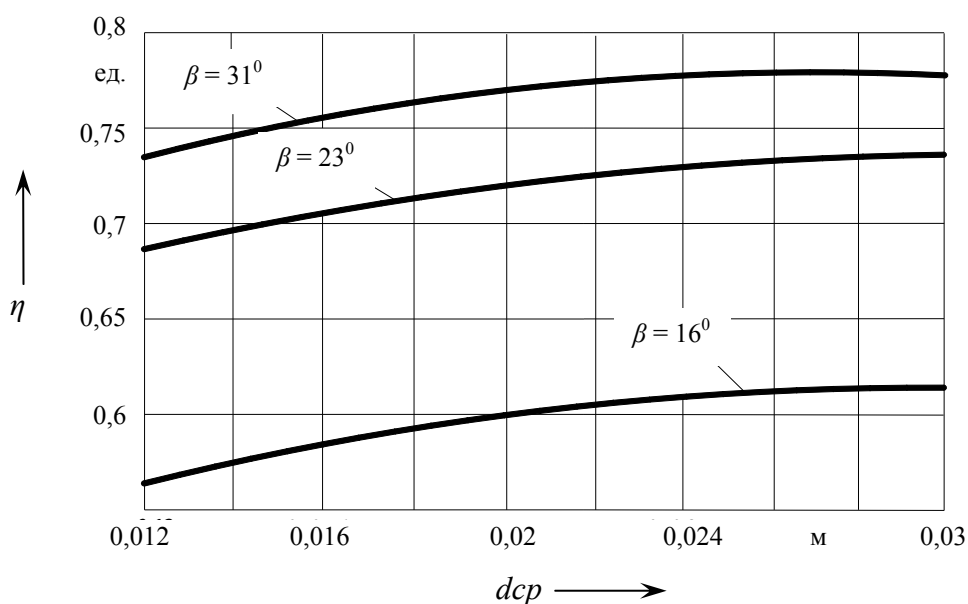


Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия η от среднего диаметра резьбы d_{cp} при различных значениях угла подъема резьбы β

Исследование зависимости проводилось при трех значениях угла подъема резьбы: $\beta = 16^\circ$; $\beta = 23^\circ$; $\beta = 31^\circ$. Выбранные значения соответствуют оптимальным значениям нажимного усилия с сохранением эффекта растормаживания при снятии воздействия с приводного рычага. Остальные параметры винтовой передачи соответствовали параметрам, принятым в винтовом нажимном устройстве, используемом для мотоциклов Минского мотоцикловзавода (ОАО «МОТОВЕЛО»).

В ходе исследования рассматриваемой зависимости установлено возрастание коэффициента полезного действия с возрастанием значения среднего диаметра резьбы. Одновременно наблюдает-

ся увеличение коэффициента полезного действия с возрастанием угла подъема резьбы, при этом максимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,773$) соответствует среднему диаметру резьбы $d = 30$ мм и углу подъема резьбы $\beta = 31^\circ$.

Минимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,611$) соответствует нажимному устройству с меньшим средним диаметром резьбы $d = 12$ мм при меньшем из трех рассматриваемых углов подъема резьбы $\beta = 16^\circ$.

Подобное изменение коэффициента полезного действия в зависимости от

возрастания среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы позволяет говорить о целесообразности увеличения значений как среднего диаметра резьбы, так и угла подъема резьбы.

Кроме того, с увеличением угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы снижается среднее контактное давление в резьбе, т. е. возрастает износостойкость винтовой передачи нажимного устройства.

Для мотоцикла Минского мотовелозавода с учетом материалов, принятых в винтовой передаче сталь–бронза, величина допускаемого контактного давления в резьбе будет составлять $[p] = 2000 \text{ Н/см}^2$ (20 МПа). Определив возникающие контактные давления в резьбе для полученных значений среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы, можно констатировать, что по основному критерию работоспособности винтовой передачи – износостойкости рассчитанная пара отвечает необходимым требованиям ($17,5 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}$).

Проводилось исследование влияния угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы на тормозной момент и величину эквивалентных напряжений, воздействующих на винт. По результатам исследований можно сделать вывод: с возрастанием величины данных параметров

винтового нажимного устройства возникает возможность увеличения значений нажимного усилия и, соответственно, тормозного момента без потери работоспособности винтовой передачи по критерию износостойкости и запаса прочности ходового винта по эквивалентным напряжениям.

Установлено: увеличение угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы ведёт к снижению значения воздействующего на винт эквивалентного напряжения и при значениях угла подъема резьбы $\beta = 23^\circ$ и среднего диаметра резьбы $d = 18 \text{ мм}$ запас прочности ходового винта по эквивалентному напряжению составляет 4,4.

Винт нажимного устройства может выполняться с двумя участками резьбы противоположной направленности. Для этого случая на рис. 3 приведена графическая зависимость коэффициента полезного действия от угла подъема резьбы с обозначением «без трения на торце винта». Подобный случай исполнения винта означает, что воздействие на тормозные колодки осуществляется через два участка резьбы противоположной направленности. Трение при этом присутствует на поверхности резьбы.

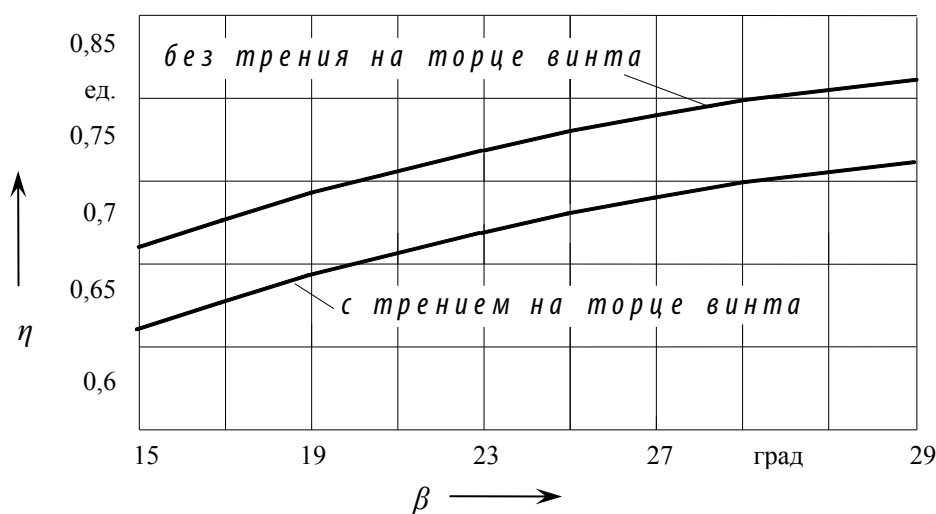


Рис. 3. Зависимость коэффициента полезного действия η от угла подъема резьбы β для случая с трением на торце винта и случая без трения на торце винта

В другом исполнении нажимное устройство дискового тормоза с механическим приводом содержит винт 2 нажимного устройства с одним участком резьбы (рис. 4). Взаимодействие винта 2 с тормозными колодками происходит через резьбовую поверхность винта и полусфе-

ру регулировочного винта 1, вкрученного в винт нажимного устройства 2. Зависимость коэффициента полезного действия η от угла подъема резьбы β для этого случая обозначено «с трением на торце винта» (см. рис. 3).

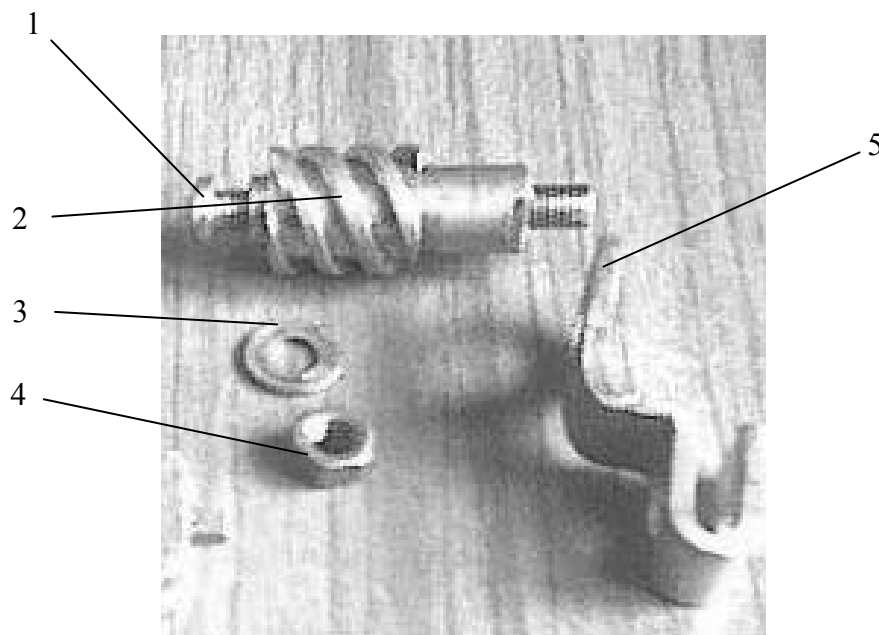


Рис. 4. Винт механического нажимного устройства дискового тормоза в сборе с регулировочным винтом: 1 – винт регулировочный; 2 – винт нажимного устройства; 3 – шайба; 4 – гайка; 5 – рычаг приводной

Конструкция винта «с трением на торце винта», используемого в механическом нажимном устройстве, показана на рис. 4. Винт 2 имеет участок резьбы прямоугольного сечения. Цилиндрический участок винта 2 предназначен для установки в кронштейн, что позволяет избежать консольного расположения винта 2 в конструкции тормозного механизма. Симметричные плоскости, профрезерованные в цилиндрической части винта 2, служат для установки приводного рычага 5. В теле винта выполнено резьбовое отверстие, в которое устанавливается регулировочный винт 1, служащий для регулировки зазора между тормозными колодками и тормозным диском при изнашивании фрикционных накладок во время эксплуатации. На торце регулировочного

винта 1 находится полусфера, предназначенная для контакта с тормозной колодкой 3 через установленный между ними цилиндр 2 (рис. 5).

Винт механического нажимного устройства участком резьбы, расположенным на его поверхности, контактирует с тормозной скобой 1 (см. рис. 5). Тормозная скоба 1 охватывает тормозной диск, по обе стороны которого расположены тормозные колодки 3 и 4. При вращении винта возникает его осевое перемещение.

Осевое перемещение винта вызывает перемещение и прижатие цилиндра 2 к тормозной колодке 3 и, соответственно, прижатие тормозной колодки 3 к тормозному диску. Под действием возникающего при этом реактивного уси-

лия происходит перемещение скобы 1, которая воздействует на тормозную колодку 4, расположенную с другой стороны тормозного диска.

Наличие в конструкции нажимного устройства цилиндра 2 продиктовано тепловыми условиями работы дискового

тормоза. Располагаясь между винтом нажимного устройства 2 (см. рис. 4) и тормозной колодкой 3 (см. рис. 4), цилиндр 2 (см. рис. 5) позволяет локализовать термическую нагрузку на тормозной механизм.

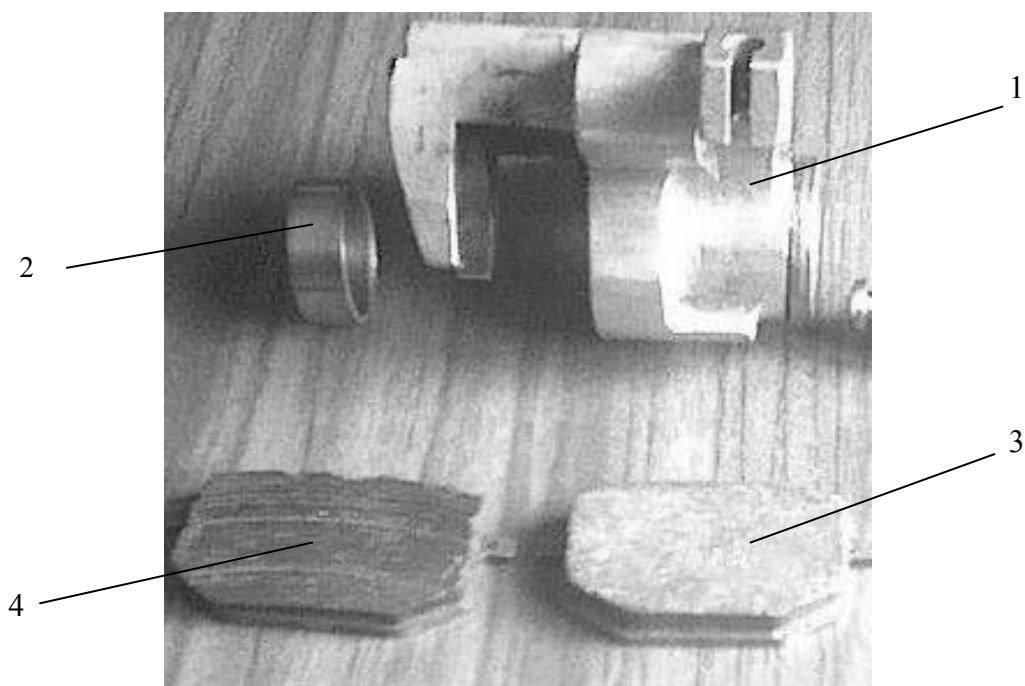


Рис. 5. Скоба дискового тормоза с механическим приводом: 1 – скоба; 2 – цилиндр; 3 – колодка тормозная правая; 4 – тормозная колодка левая

Заключение

Таким образом, на основании проведенных исследований влияния угла подъема резьбы на параметры дискового тормоза определены оптимальные пределы изменения угла подъема резьбы нажимного устройства. Установлен характер влияния угла подъема резьбы нажимного устройства на тормозной момент и коэффициент полезного действия нажимного устройства дискового тормоза с механическим приводом.

Разработанные рекомендации по определению значений угла подъема резьбы с учетом изменения тормозного момента и коэффициента полезного действия позволяют обосновано выбирать основные

параметры нажимного устройства дискового тормоза.

Полученные результаты дают возможность определить параметры как нажимного устройства, так и тормозного механизма в целом для различных транспортных средств.

Рекомендации позволяют ускорить проектные работы и избежать ошибок при проектировании дисковых тормозов нового типа с механическим нажимным устройством.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика колесных машин: монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.

2. **Ким, В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / В. А. Ким ; под ред. Р. И. Фурунжиева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 344 с.

3. Пат. № 4006 ВУ МПК F16 D 55/00. Тормозной механизм / А. С. Мельников [и др.]. – № 20070344 ; заявл. 04.05.07 // Афіцыйны бюлетэнь. Вынаходствы. Карысныя мадэлі. Прамысловыя ўзоры. Опубл. 2007. – № 5 – С. 30.

4. Пат. 4640, ВУ МКИ С 1 F 16 D 55/00.

Дисковый тормоз / Г. И. Мамити [и др.]. – № а19980743 ; заявл. 05.08.98 ; опубл. 18.04.02 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2002. – № 3. – С. 30.

5. **Мамити, Г. И.** Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г. И. Мамити, М. С. Льянов ; под ред. Г. И. Мамити. – Владикавказ : Рухс, 2002.

6. **Мамити, Г. И.** Теория винтовой передачи / А. С. Мельников, М. С. Льянов // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 79–83.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.02.2009

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Influence of the angle of spiral of the pressure device on the characteristics of the motorcycle disk brakes with a mechanical drive

Given in the paper are the results of the study of dependences of the braking torque and the efficiency of the disk brake on the spiral angle of the screw of the disk brake of the pressure device. Also, optimum limits of spiral angle variation which have a complex influence on the characteristics of the disk brake with a mechanical drive are determined.

It has been found that changing of the angle of ascent of the thread allows to increase the meanings of the pressure effort and, correspondingly, of the braking torque without the loss of the working capacity of the helical pressure device by the wear resistance criterion and margin of strength of feed screw by equivalent pressures.

УДК 621.878.6

А. Е. Наumenko

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОАППАРАТОВ В ГИДРОСИСТЕМЕ ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

В статье рассмотрено влияние температуры рабочей жидкости и времени рабочих режимов на потери мощности. Предложена методика определения целесообразности дальнейшего использования гидроаппаратов по критерию затрат на потери мощности из-за объемных потерь рабочей жидкости гидросистемы.

При работе строительно-дорожной машины часть мощности, потребляемой гидросистемой, затрачивается на утечки рабочей жидкости через зазоры в гидроаппаратах и не используется для приведения в действие гидродвигателей. Потери мощности в гидросистеме можно разделить на потери мощности на преодоление внутренних сопротивлений в гидросистеме и потери мощности за счёт объемных потерь (утечек) в гидроаппаратах. В гидросистемах строительно-дорожных машин гидроаппаратами, в которых объемные потери рабочей жидкости максимальны, являются в основном гидронасосы и гидрораспределители.

Объемные потери рабочей жидкости в гидроаппаратах обусловлены наличием в них зазоров между подвижными частями.

У шестерённых гидронасосов утечки рабочей жидкости возникают в следующих зазорах: радиальном зазоре между вершинами зубьев шестерён и корпусом, торцовом зазоре между боковыми поверхностями шестерен и уплотняющими деталями, контактной зоне зацепления зубьев шестерён.

У аксиально-поршневых гидронасосов утечки рабочей жидкости возникают в кольцевых зазорах между плунжерами и корпусом.

У гидрораспределителей утечки происходят через кольцевые зазоры между золотниками и корпусом гидрораспределителя.

При длительной эксплуатации машины зазоры в гидроаппаратах с течением

времени увеличиваются из-за износа, что ведет к увеличению через них утечек гидравлического масла. Это приводит к увеличению потерь мощности за счёт утечек, а следовательно, и к увеличению расхода топлива, которое затрачивается на объемные потери рабочей жидкости.

Значение расхода топлива в литрах, затрачиваемого на объемные потери рабочей жидкости, можно определить по формуле

$$V = \frac{N_{\text{ут}} \cdot \gamma \cdot t}{\rho}, \quad (1)$$

где $N_{\text{ут}}$ – потери мощности за счёт утечек в гидроаппарате, кВт; γ – удельный расход топлива, г/(кВт·ч); t – время работы машины, ч; ρ – плотность топлива, г/м³.

Потери мощности за счёт утечек можно определить по формуле

$$\Delta N_{\text{ут}} = \Delta Q \cdot P, \quad (2)$$

где ΔQ – величина утечек в гидроаппарате, м³/с; P – давление на выходе из гидроаппарата, Па.

Для гидронасосов формула для определения потерь мощности за счёт утечек будет следующего вида:

$$N_{\text{ут}} = n \cdot q_H \cdot P \cdot (1 - \eta_0), \quad (3)$$

где n – частота вращения вала редуктора отбора мощности, на котором уста-

новлен насос, мин^{-1} ; q_H – рабочий объём насоса, м^3 ; η_0 – текущее значение объёмного КПД насоса.

Объёмный КПД насоса можно определить как отношение полезной мощности, которая будет расходоваться на приведение в действие гидродвигателей, к полной мощности, потребляемой насосом. Учитывая, что значения полезной и полной мощностей будут отличаться на величину утечек в гидронасосе, можно записать:

$$\eta_0 = \frac{n \cdot q_H}{n \cdot q_H + \Delta Q}, \quad (4)$$

где ΔQ – величина утечек в гидроаппарате.

Величину утечек для аксиально-поршневых гидронасосов можно определить по формуле расхода рабочей жидкости при соосном расположении поршня в цилиндре при их концентрическом расположении [1]:

$$\Delta Q = n \cdot \frac{P_{TP} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot a_0^3}{12 \cdot \mu \cdot l}, \quad (5)$$

где n – количество поршней в насосе; P_{TP} – перепад давления во всасывающей и напорной полостях гидронасоса, Па; r – радиус поршня, м; a_0^3 – величина зазора между поршнем и цилиндром, м; l – длина поршня, м; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости, $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$.

Величину утечек для шестерённых гидронасосов можно определить по формулам, приведенным в [2].

Для гидрораспределителя, если известен зазор между золотником и корпусом, потери мощности за счёт утечек определяются по формуле (2), где утечки ΔQ можно определить по формуле (6) с учётом того, что в гидрораспределителе оси золотника и корпуса располагаются с некоторым эксцентриситетом, а износ происходит не по всей поверхности золотника и корпуса [3].

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^n \left(\frac{2 \cdot P_{TP} \cdot r}{12 \cdot \mu \cdot l_i} \right) \cdot \int_0^{\pi-\alpha} (R + e \cdot \cos \varphi - r)^3 d\varphi, \quad (6)$$

где n – количество зазоров между напорной и сливной полостями гидрораспределителя; P_{TP} – перепад давления в напорной и сливной полостях гидрораспределителя, Па; R и r – радиусы отверстия под золотник в корпусе гидрораспределителя и золотника соответственно, м; l – длина зазора, м; e – расстояния между центрами окружностей отверстия под золотник в корпусе гидрораспределителя и золотником, м; α – угол наклона прямой, соединяющей ось золотника с точкой, ограничивающей изношенную часть золотника к горизонту, рад [3, рис. 3].

Для неизношенного гидрораспределителя утечки можно определить по формуле [1]:

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^n \frac{P_{TP} \cdot 10 \cdot \pi \cdot r \cdot (R - r)^3}{12 \cdot \mu \cdot l_i}. \quad (7)$$

Как видно из формул (3) и (4), потери мощности за счёт объёмных утечек зависят от давления в гидросистеме и вязкости, а следовательно, и от температуры рабочей жидкости.

Строительно-дорожные машины в процессе работы выполняют различные рабочие операции, при которых рабочая жидкость в гидросистеме движется по различным трубопроводам. При этом давление в гидросистеме машины не одинаково и зависит, прежде всего, от нагрузок на гидродвигатели. Например, рабочий цикл одноковшового фронтального погрузчика подразделяется на пять режимов: транспортный режим, режимы подъема и опускания стрелы и режимы поворота ковша при загрузке и выгрузке. В каждом из этих режимов давление в гидросистеме будет различно. Наибольшее давление в гидросистеме будет возникать в режиме подъема стрелы, когда гидроцилиндры стрелы задействованы для подъема груза, а наименьшее давление в гидросистеме возникает в транспортном режиме, когда гидродвигатели не задействованы, а рабочая жидкость циркулирует по малому

контур «гидробак – насосы – гидрораспределитель – гидробак». Так как время выполнения различных рабочих операций (продолжительность рабочих режимов) различно для определения расхода топлива на утечки, следует использовать среднецикловые потери мощности за счёт утечек, которые можно определить по формуле [4]:

$$\Delta N_{YT}^{\text{ц}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_{YT i} \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}, \quad (8)$$

где n – количество рабочих режимов в цикле; $N_{YT i}$ – потери мощности за счёт утечек на i -м режиме работы, Вт; t_i – продолжительность i -го режима работы, с.

При запуске строительного дорожной машины после длительной остановки (например, в начале рабочей смены) температура рабочей жидкости равна температуре окружающей среды. В процессе работы машины температура рабочей жидкости повышается, пока не достигнет некоторого значения (около $+50...+60$ °С), при котором в гидросистеме наступит тепловое равновесие (количество теплоты, выделяющееся в гидросистеме, равняется количеству теплоты отданному в окружающую среду). По данным [5] время на-

грева рабочей жидкости гидросистемы до рабочей температуры составляет до 2 ч. В процессе нагрева вязкость рабочей жидкости снижается, что приводит к увеличению величины утечек через зазоры в гидроаппаратах. Это обуславливает необходимость учёта температуры и времени нагрева рабочей жидкости при определении расхода топлива на утечки.

Для оценки расхода топлива на объёмные потери рабочей жидкости построена расчётная зависимость стоимости потерь топлива за месяц в результате утечек от объёмного КПД насоса для одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048, которая приведена на рис. 1.

В качестве исходных данных для расчёта были приняты:

- тип гидравлического масла – ВМГЗ; тип насоса – НШ-100 - АЗ;
- частота вращения вала редуктора отбора мощности – 2000 мин^{-1} ;
- количество рабочих смен в день – 1;
- количество часов в смену – 8;
- количество рабочих дней в месяц – 21;
- стоимость литра солярного топлива – 2000 бел. р.

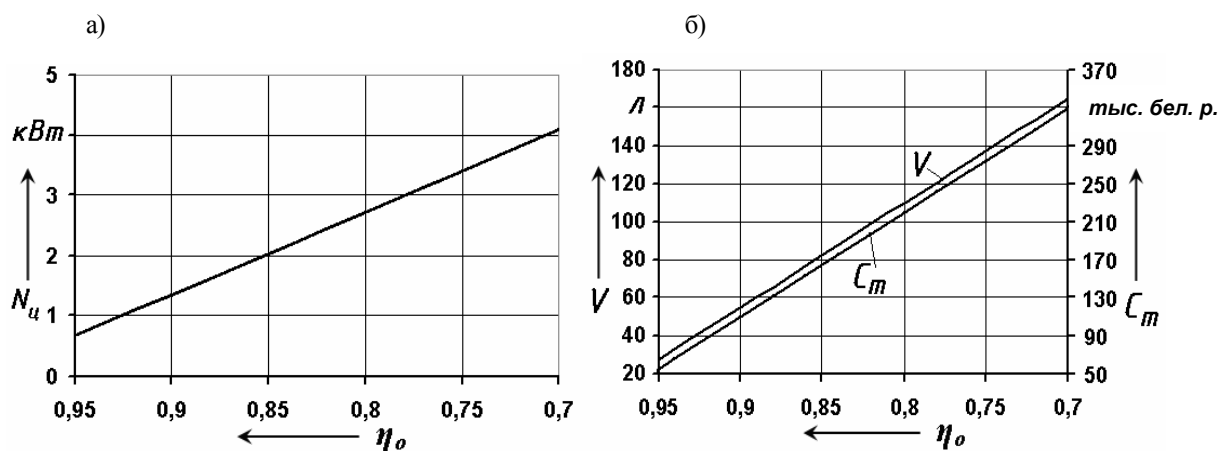


Рис. 1. Расчётные зависимости энергопотерь от объёмного КПД насоса НШ-100 АЗ для одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048: а – потери среднецикловой мощности; б – потери топлива V и стоимость потерь топлива C_m в месяц

Как видно из графиков, при снижении объёмного КПД насоса происходит увеличение энергозатрат: при снижении КПД на 0,1 потери среднецикловой мощности увеличиваются на 1,35 кВт, месячный расход топлива на утечки увеличивается примерно на 55 л, а стоимость топлива, расходуемого на утечки, увеличивается примерно на 131 тыс. бел. р. за месяц.

После длительной работы машины настанет такой момент времени, когда стоимость потерянного топлива за счёт утечек гидравлического масла в зазорах становится соизмеримой стоимости нового гидроаппарата. В такой момент времени целесообразно решать вопрос о замене гидроаппарата.

В настоящее время замена или ремонт гидроаппаратов происходит только лишь при текущем ремонте всей машины. При эксплуатации не учитываются ни степень износа гидроаппарата, ни экономические затраты на ремонт.

Для определения целесообразности замены или дальнейшего использования гидроаппаратов в гидросистеме следует производить диагностирование технического состояния гидроаппаратуры в гидро-

системе строительно-дорожной машины.

В напорную гидролинию (рис. 2) после насоса 1 и в напорную гидролинию после гидрораспределителя 2 перед гидроцилиндром 3 установлены расходомеры P1 и P2, предназначенные для измерения величины утечек в гидросистеме машины. В напорную гидролинию после насоса 1 и в сливную гидролинию гидрораспределителя 2 после гидрораспределителя устанавливаются манометры M1 и M2, с помощью которых замеряется давление в соответствующих гидролиниях гидросистемы. В гидробак машины устанавливается термометр T, с помощью которого определяется текущая температура гидравлической жидкости.

Диагностика гидросистемы машины выполняется перед проведением очередного технического обслуживания при выполнении машиной рабочих операций.

Перед диагностикой необходимо подготовить формы записи значений контролируемых параметров (табл. 1) и расчёта показателей технического состояния (табл. 2).

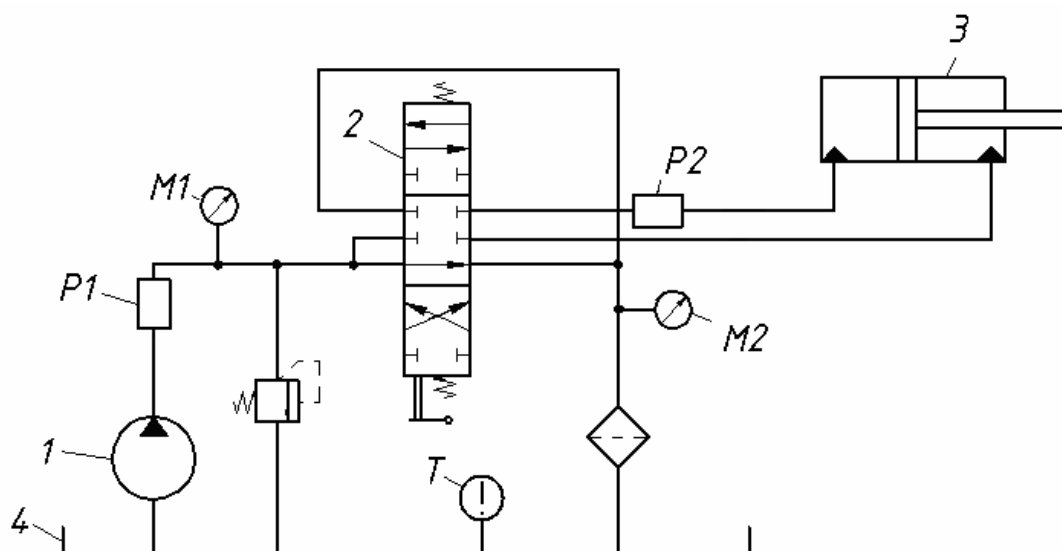


Рис. 2. Система диагностики технического состояния гидроаппаратуры в гидросистеме строительно-дорожной машины: 1 – насос; 2 – гидрораспределитель; 3 – гидроцилиндр; 4 – гидробак; P1, P2 – расходомеры; M1, M2 – манометры

Табл. 1. Форма записи значений контролируемых параметров при диагностировании технического состояния гидросистемы погрузчика

Номер измерения	Температура гидравлического масла	Наименование режима	Показания расходомера P1 Q_1 , м ³ /с	Показания расходомера P2 Q_2 , м ³ /с	Показания манометра M1 P_1 , Па	Показания манометра M2 P_2 , Па	Потери мощности на насосе N_H , Вт	Потери мощности на гидрораспределителе N_P , Вт	Время режима t_P , с	Время нагрева гидравлического масла t_H , с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1		Транспортный								—
		Подъем стрелы								
		Опускание стрелы								
		Поворот ковша на загрузку								
		Поворот ковша на выгрузку								
2										
...										
n										

Табл. 2. Форма расчёта показателей технического состояния гидроаппаратов гидросистемы погрузчика

Номер измерения	Время нагрева гидравлического масла t_H , с	Среднецикловые потери мощности на насосе N_{HCP} , Вт	Среднецикловые потери мощности на насосе N_{PCP} , Вт	Стоимость топлива, расходуемого на потери на насосе C_{Hi}	Стоимость топлива, расходуемого на потери на гидрораспределителе C_{Pi}
1	2	3	4	5	6
1	-			—	—
2					
3					
...					
n					
	$t_\Sigma =$			$\sum C_H =$	$\sum C_P =$

Методика диагностирования проводится в два этапа:

1) измерение давлений, расходов и температуры рабочей жидкости;

2) обработка данных.

На первом этапе необходимо выполнить следующие операции:

а) сразу после запуска двигателя машины необходимо замерить температуру рабочей жидкости и занести её значение в табл. 1 в столбец 2 «Температура гидравлического масла» в строку 1 «Номер измерения»;

б) последовательно выполнить рабочие операции и на каждом из режимов

работы (транспортном, подъёме стрелы, опускания стрелы, повороте ковша на загрузку, повороте ковша на выгрузку) измерить:

– давления на манометрах M1, M2;

– расход рабочей жидкости на расходомерах P1, P2;

– время каждого из режимов работы.

Записать значения в соответствующие столбцы табл. 1 для измерения № 1;

в) дождаться увеличения температуры рабочей жидкости на 5...10 °С, не

прекращая выполнения рабочих операций, замерив при этом время нагрева, и записать время нагрева рабочей жидкости в табл. 1 в столбец 9 «Время нагрева гидравлического масла» в строку 2 «Номер измерения»;

г) повторить пункты б–в, пока температура гидравлического масла не достигнет значения $+60^\circ\text{C}$.

На втором этапе необходимо выполнить следующие операции:

а) для каждой строки табл. 1 определить потери мощности на насосе:

$$N_H = \frac{(q \cdot n \cdot \eta_o - Q_1) \cdot P_1}{t_p}, \quad (9)$$

где q – рабочий объём насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; n – частота вращения вала редуктора отбора мощности, на котором установлен насос, с^{-1} ; η_o – объёмный КПД нового насоса (по данным завода изготовителя); Q_1 – показания расходомера P1, $\text{м}^3/\text{с}$; P_1 – показания манометра M1, Па; t_p – время режима, с.

Записать значения потерь мощности на насосе в столбец 8 табл. 1;

б) для каждой строки табл. 1 определить потери мощности из-за объёмных потерь гидрораспределителя по формуле

$$N_P = [\Delta Q_{HP} - (Q_1 - Q_2)] \cdot P_2, \quad (10)$$

где ΔQ_{HP} – потери расхода нового гидрораспределителя (определяются по формуле (7), экспериментальным путём или по данным завода-изготовителя), $\text{м}^3/\text{с}$; Q_1 – показания расходомера P1, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_2 – показания расходомера P2, $\text{м}^3/\text{с}$; P_2 – показания манометра H2, Па.

Записать значения потерь мощности на гидрораспределителе в столбец 9 табл. 1;

в) записать значения температуры нагрева масла столбца 9 табл. 1 в столбец 2 табл. 2;

г) суммировать значения столбца 2 табл. 2 t_Σ ;

д) определить среднецикловые по-

тери мощности на насосе для каждого измерения:

$$N_{H\text{ CP}} = [N_H^{TP} \cdot t_p^{TP} + N_H^{PC} \cdot t_p^{PC} + N_H^{OC} \cdot t_p^{OC} + N_H^{3K} \cdot t_p^{3K} + N_H^{OK} \cdot t_p^{OK}] / [t_p^{TP} + t_p^{PC} + t_p^{OC} + t_p^{3K} + t_p^{OK}], \quad (11)$$

где N_H^{TP} , N_H^{PC} , N_H^{OC} , N_H^{3K} , N_H^{OK} – потери мощности на насосе для режимов транспортного, подъёма стрелы, опускания стрелы, поворота ковша на загрузку, поворота ковша на выгрузку соответственно; t_p^{TP} , t_p^{PC} , t_p^{OC} , t_p^{3K} , t_p^{OK} – время режимов транспортного, подъёма стрелы, опускания стрелы, поворота ковша на загрузку, поворота ковша на выгрузку соответственно.

Записать значения среднецикло-вых потерь мощности на насосе в столбец 3 табл. 2;

е) определить среднецикло-вые потери мощности на гидрораспределителе для каждого измерения:

$$N_{P\text{ CP}} = [N_P^{TP} \cdot t_p^{TP} + N_P^{PC} \cdot t_p^{PC} + N_P^{OC} \cdot t_p^{OC} + N_P^{3K} \cdot t_p^{3K} + N_P^{OK} \cdot t_p^{OK}] / [t_p^{TP} + t_p^{PC} + t_p^{OC} + t_p^{3K} + t_p^{OK}], \quad (12)$$

где N_P^{TP} , N_P^{PC} , N_P^{OC} , N_P^{3K} , N_P^{OK} – потери мощности на насосе для режимов транспортного, подъёма стрелы, опускания стрелы, поворота ковша на загрузку, поворота ковша на выгрузку соответственно; t_p^{TP} , t_p^{PC} , t_p^{OC} , t_p^{3K} , t_p^{OK} – время режимов транспортного, подъёма стрелы, опускания стрелы, поворота ковша на загрузку, поворота ковша на выгрузку соответственно.

Записать значения среднецикло-вых потерь мощности на насосе в столбец 4 табл. 2;

ж) определить время работы машины в часах в сутки:

$$t_d = K_{CM} \cdot K_q \cdot K_{TH}, \quad (13)$$

где K_{CM} – количество рабочих смен в сутки; K_q – количество часов в рабочей

смене, ч; K_{TH} – коэффициент использования машины по времени с неработающим ДВС;

з) определить стоимость масла, уходящего в потери на насосе, для каждой строки табл. 2, начиная со строки 2:

$$C_{H_i} = \frac{(N_{Hi} + N_{H(i-1)})}{2} \cdot t_i \cdot \frac{\gamma}{\rho} \cdot C_T, \quad (14)$$

где N_{Hi} – потери мощности на насосе для i -й строки, Вт; $N_{H(i-1)}$ – потери мощности на насосе для $(i-1)$ -й строки, Вт; t_i – время нагрева масла для i -й строки, с; C_T – текущая стоимость топлива, р.

Записать значение C_{H_i} в табл. 2 для каждого опыта.

Для последней строки, описывающей работу гидросистемы при установленном режиме при температурах рабочей жидкости свыше $+60^\circ\text{C}$, стоимость масла, уходящего в потери на насосе, определить по формуле

$$C_{H_n} = \frac{N_{Hn}}{2} \cdot (t_D - t_\Sigma) \cdot \frac{\gamma}{\rho} \cdot C_T. \quad (15)$$

Записать значения стоимости масла, уходящего в потери на насосе, в столбец 5 табл. 2;

и) определить стоимость масла, уходящего в потери на насосе, для каждой строки табл. 2, начиная со строки 2:

$$C_{Pi} = \frac{(N_{Pi} + N_{P(i-1)})}{2} \cdot t_i \cdot \frac{\gamma}{\rho} \cdot C_T, \quad (16)$$

где N_{Pi} – потери мощности на насосе для i -й строки, Вт; $N_{P(i-1)}$ – потери мощности на насосе для $(i-1)$ -й строки, Вт.

Записать значение C_{Pi} в табл. 2 для каждого опыта.

Для последней строки, описывающей работу гидросистемы при установленном режиме при температурах рабочей жидкости свыше $+60^\circ\text{C}$, стоимость масла, уходящего в потери на насосе, определить по формуле

$$C_{Pn} = \frac{N_{Pn}}{2} \cdot (t_D - t_\Sigma) \cdot \frac{\gamma}{\rho} \cdot C_T. \quad (17)$$

Записать значения стоимости масла, уходящего в потери на насосе, в столбец 6 табл. 2;

к) суммировать значения столбцов табл. 2, столбцов 4 «Стоимость масла, уходящего в потери на насосе» и 5 «Стоимость масла, уходящего в потери в гидрораспределителе»;

л) определить стоимость масла, уходящего в потери на насосе и гидрораспределителе, за время до следующего ТО:

$$C_H = \sum C_{H_i} \cdot K_D, \quad C_P = \sum C_{P_i} \cdot K_D, \quad (18)$$

где K_D – количество рабочих дней до следующего ТО, дн.;

м) сравнить стоимость топлива и стоимость нового гидроаппарата:

$$C_H < H, \quad C_P < P, \quad (19)$$

где H и P – стоимость нового насоса и нового гидрораспределителя соответственно, либо стоимость их ремонта.

Если данное условие не выполняется, то это означает, что затраты топлива на объемные потери в гидросистеме машины превышают стоимость нового гидроаппарата. В этом случае эксплуатирующей организации следует, по возможности, заменить данный гидроаппарат, иначе при дальнейшей его эксплуатации затраты на утечки рабочей жидкости будут только увеличиваться из-за увеличения степени износа.

К преимуществам разработанной методики относятся:

- проведение оценки износа в процессе эксплуатации машины без разборки гидроаппаратуры и измерений с помощью мерительного инструмента (микрометров и нутромеров), снижение трудоёмкости проведения этих замеров;
- приближенность условий работы машины при проведении диагностики к условиям работы на объекте позволяет

учесть влияние на потери мощности режимов работы машины;

– учет при расчётах температуры и времени нагрева рабочей жидкости до рабочей температуры позволяет учесть влияние вязкости рабочей жидкости на потери мощности из-за утечек в гидросистеме машины;

– предложенная методика позволяет при проведении расчётов при каждом техническом обслуживании спрогнозировать целесообразность замены гидроаппарата, тем самым уменьшая расходы на эксплуатацию машины.

К недостаткам разработанной методики относятся необходимость наличия на предприятии измеряющей аппаратуры и высокая квалификация ответственного за техническое обслуживание персонала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учебник для вузов / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с. : ил.
2. Шалыгин, М. Г. Объёмные потери в шестерённых насосах с учётом влияния температуры / М. Г. Шалыгин // Строительно-дорожные машины. – 2008. – № 3. – С. 7–8.
3. Науменко, А. Е. Влияние температуры рабочей жидкости и технического состояния гидросистемы на потери мощности в гидросистеме на примере погрузчика МоАЗ-4048 / А. Е. Науменко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 32–40.
4. Щемелев, А. М. Нормирование расхода топлива при работе самоходного скрепера в различных дорожных условиях / А. М. Щемелев, Т. А. Около-Кулак, А. С. Шибeko // Механизация строительства. – 2004. – № 12. – С. 3.
5. Каверзин, С. В. Работоспособность гидравлического привода самоходных машин при низких температурах / С. В. Каверзин. – Красноярск, 1986. – 144 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.04.2009

A. E. Naumenko
Diagnostication of the technical condition
of hydrodevices in the hydrosystem of
hydroficated road and building machines

The paper looks at the temperature influence of the working liquid and the time of operating regimes on the losses of capacity. The technique for determining the purposefulness of the further use of hydrodevices by the criterion of expenses on losses of capacity because of volume losses of the working liquid of the hydrosystem is offered.

УДК 629.114.2

**И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., Д. А. Дубовик, канд. техн. наук,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф., Э. И. Ясюкович, канд. техн. наук, доц.,
Н. П. Амельченко, канд. техн. наук**

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ТРЕХОСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ НА ПЕРЕДНЕЙ И СРЕДНЕЙ ОСЯХ

В статье предложена методика составления расчетной динамической схемы; математической модели, включающей динамические уравнения и уравнения кинематических связей, представленных в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений; алгоритм и программное обеспечение для имитационного моделирования курсового движения трехосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и средней осях. Приведены некоторые полученные результаты имитационного моделирования.

Курсовая устойчивость и управляемость многоосных колесных машин в значительной степени определяется их массо-геометрическими параметрами и упругими характеристиками шин [1]. В связи с этим в настоящей работе поставлена задача разработки математической модели и программного обеспечения, позволяющих прогнозировать параметры курсового движения трехосных колесных машин на упругих пневматических шинах.

Расчетная схема колесной машины с управляемыми колесами на передней и средней осях представлена на рис. 1. Математическая модель курсового движения такой машины состоит из динамических уравнений и уравнений кинематических связей ее колес с опорной поверхностью [2].

Динамические уравнения получены на основе принципа Даламбера.

Для составления уравнений кинематических связей введем в рассмотрение угол увода δ_i между проекцией продольной диаметральной линии обода i -го колеса на опорную поверхность и направлением его скорости в центре пятна контакта шины. Направление этого угла противоположно углу поворота обода колеса относительно его вертикальной оси.

Так как в настоящей работе рассматривается стационарное движение колесной машины с заданной начальной скоростью, то сумма проекций сил на ось OX , на ось OY и сумма моментов относи-

тельно центра масс равны нулю. Следовательно, реакциями связей являются только боковые реакции опорной поверхности на колеса, а динамические уравнения имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_c &= -Y_1 \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) - Y_2 \times \\ &\times \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot \sin(\varphi - \delta_3) = 0; \\ m \cdot \ddot{y}_c &= Y_1 \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + Y_2 \times \\ &\times \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + Y_3 \cdot \cos(\varphi - \delta_3) = 0; \\ J_z \cdot \ddot{\varphi} &= Y_1 \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta_1 - \delta_1) + Y_2 \cdot l_2 \times \\ &\times \cos(\Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot l_3 \cdot \cos \delta_3 = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где Y_i – боковые реакции опорной поверхности на колеса; x_c , y_c – обобщенные координаты остова колесной машины, соответствующие продольному и поперечному перемещениям; φ – курсовой угол; δ_i – углы увода шин соответствующих колес (рис. 1).

Боковые реакции Y_i вычисляются следующим образом:

$$Y_i = k_{u_i} \cdot \delta_i, \quad i = 1 \dots 3,$$

где k_{u_i} – коэффициент сопротивления боковому уводу шины i -го колеса.

Для обеспечения чистого движения колесной машины по криволинейной траектории, т. е. без бокового скольжения ее шин, необходимым условием является существование мгновенного центра поворота колес, записанного в следующем виде:

$$\frac{l_1 + l_3}{\operatorname{tg} \Theta} = \frac{l_2 + l_3}{\operatorname{tg} \Theta_2}, \quad (2)$$

где l_1, l_2, l_3 – расстояния от центра масс

колесной машины до ее передней, средней и задней осей соответственно; Θ, Θ_2 – углы поворота управляемых колес передней и средней осей.

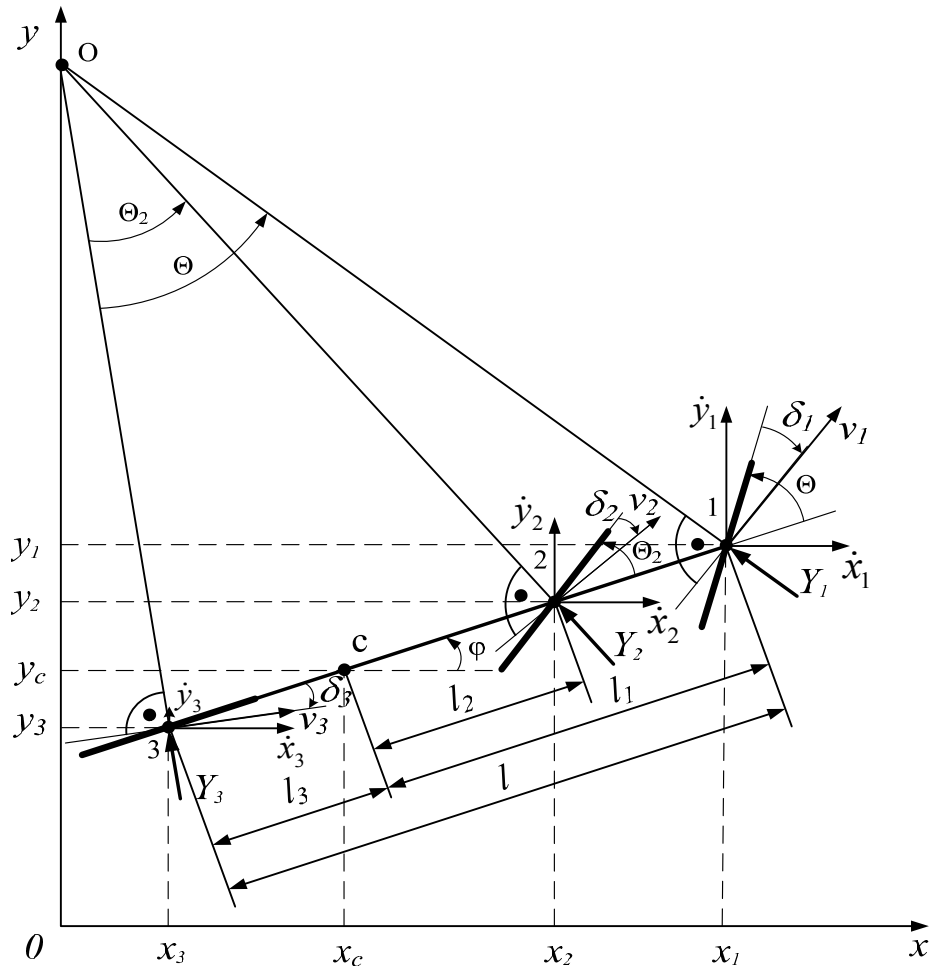


Рис. 1. Расчетная схема моделируемой системы

Из уравнения (2) функция связи между углами Θ_2 и Θ имеет вид:

$$\Theta_2 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_3} \cdot \operatorname{tg} \Theta \right). \quad (3)$$

Вторым условием, обеспечивающим криволинейное движение колесной машины без бокового проскальзывания шин, является равенство нулю суммы проекций продольной и поперечной составляющих скоростей каждого колеса на направления нормалей к векторам скоростей геометрических центров ободьев

соответствующих колес. Эти условия запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_1 \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) - \dot{x}_1 \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) &= 0; \\ \dot{y}_2 \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \dot{x}_2 \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) &= 0; \\ \dot{y}_3 \cdot \cos(\varphi - \delta_3) - \dot{x}_3 \cdot \sin(\varphi - \delta_3) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\dot{x}_i, \dot{y}_i$ – проекции скоростей центров колес на продольную OX и поперечную OY оси.

Выразим продольные и поперечные координаты центров каждого колеса через обобщенные координаты:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_c + l_1 \cdot \cos \varphi; & y_1 &= y_c + l_1 \cdot \sin \varphi; \\ x_2 &= x_c + l_2 \cdot \cos \varphi; & y_2 &= y_c + l_2 \cdot \sin \varphi; \\ x_3 &= x_c - l_3 \cdot \cos \varphi; & y_3 &= y_c - l_3 \cdot \sin \varphi. \end{aligned} \right\} (5)$$

Выражения (5) продифференцируем по времени:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{x}_c - l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi; & \dot{y}_1 &= \dot{y}_c + l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi; \\ \dot{x}_2 &= \dot{x}_c - l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi; & \dot{y}_2 &= \dot{y}_c + l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi; \\ \dot{x}_3 &= \dot{x}_c + l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi; & \dot{y}_3 &= \dot{y}_c - l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \right\} (6)$$

Полученные выражения проекций скоростей (6) подставим в (4), тогда по-

лучим:

$$\left. \begin{aligned} &(\dot{y}_c + l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) - \\ &-(\dot{x}_c - l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) = 0; \\ &(\dot{y}_c + l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \\ &-(\dot{x}_c - l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) = 0; \\ &(\dot{y}_c - l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi - \delta_3) - \\ &-(\dot{x}_c + l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi - \delta_3) = 0. \end{aligned} \right\} (7)$$

Продифференцировав уравнения (7) по времени и произведя формальные преобразования, получим уравнения кинематических связей, представляющие собой условия (8) отсутствия бокового скольжения пятен контактов колес на опорной поверхности:

$$\left. \begin{aligned} &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \ddot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta_1 - \delta_1) + \dot{\delta}_1 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta_1 - \delta_1)] = \dot{\Theta}_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta_1 - \delta_1) + \\ &+ (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_1) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1)]; \\ &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \ddot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) + \dot{\delta}_2 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2)] = \dot{\Theta}_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2) + \\ &+ (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_2) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2)]; \\ &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \ddot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \cos \delta_3 + \dot{\delta}_3 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3) + \dot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \sin \delta_3] = \dot{\varphi} \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3)]. \end{aligned} \right\} (8)$$

Совокупность систем уравнений (1) и (8), представленных в виде системы уравнений (9), однозначно описывает

движение трехосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и средней осях.

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_c &= -Y_1 \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) - Y_2 \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot \sin(\varphi - \delta_3) = 0; \\ m \cdot \ddot{y}_c &= Y_1 \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + Y_2 \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + Y_3 \cdot \cos(\varphi - \delta_3) = 0; \\ J_z \cdot \ddot{\varphi} &= Y_1 \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta_1 - \delta_1) + Y_2 \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot l_3 \cdot \cos \delta_3 = 0; \\ &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \ddot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta_1 - \delta_1) + \\ &+ \dot{\delta}_1 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta_1 - \delta_1)] = \\ &= \dot{\Theta}_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta_1 - \delta_1) + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_1) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_1 - \delta_1) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_1 - \delta_1)]; \\ &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \ddot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) + \dot{\delta}_2 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2)] = \\ &= \dot{\Theta}_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2) + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_2) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2)]; \\ &-\ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3) + \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \ddot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \cos \delta_3 + \dot{\delta}_3 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3) + \dot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \sin \delta_3] = \\ &= \dot{\varphi} \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi - \delta_3) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi - \delta_3)]. \end{aligned} \right\} (9)$$

Три последних уравнения в системе (9) являются неразрешенными относительно старших производных, поэтому применение стандартных методов решения дифференциальных уравнений для ее интегрирования не представляется возможным. В связи с этим алгоритм решения задачи предусматривает два этапа [3]:

1) представление системы (9) в виде системы линейных алгебраических уравнений относительно старших производных $\ddot{x}_c, \ddot{y}_c, \ddot{\varphi}, \dot{\delta}_1, \dot{\delta}_2, \dot{\delta}_3$ и приведение ее к форме Коши, т. е. к системе из девяти дифференциальных уравнений первого

порядка;

2) численное интегрирование полученной таким образом системы из девяти дифференциальных уравнений.

Схема алгоритма решения задачи, представленная на рис. 2, предусматривает после ввода исходных данных и задания начальных условий интегрирования вызов процедуры приведения системы дифференциальных уравнений к форме Коши, интегрирование системы дифференциальных уравнений, анализ текущих результатов интегрирования, формирование графических зависимостей по результатам интегрирования.

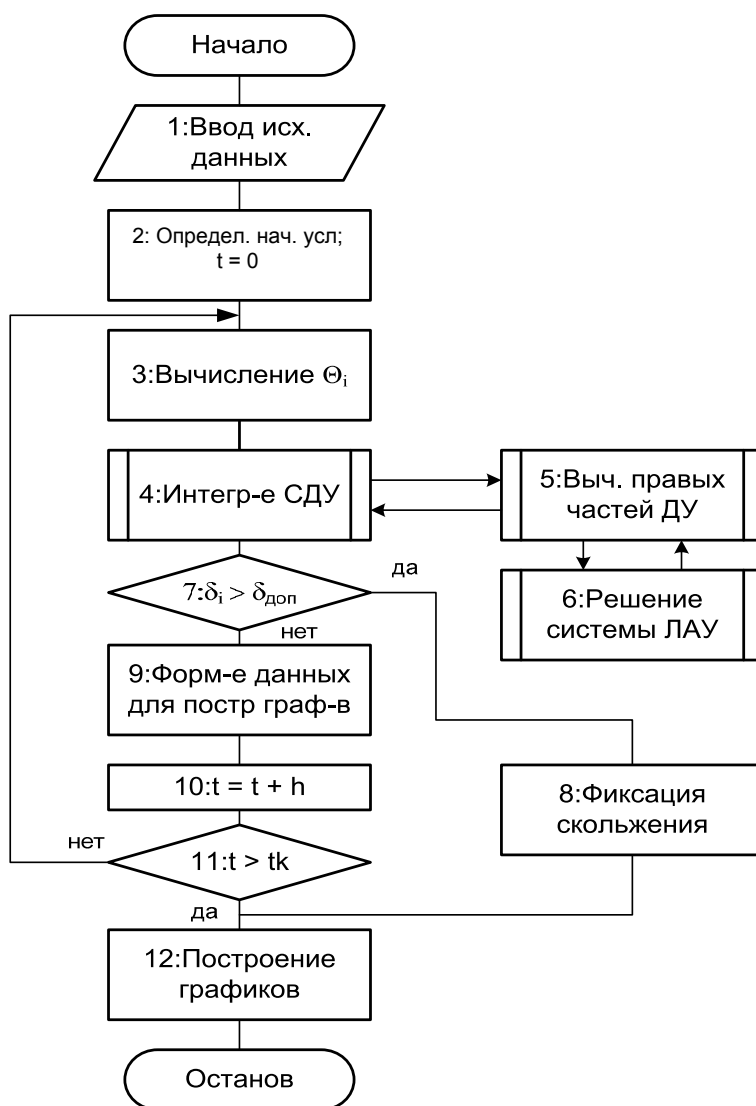


Рис. 2. Схема алгоритма имитационного моделирования курсового движения трехосной колесной машины

Программное обеспечение для исследования курсового движения колесной машины разработано в среде программы Excel с использованием языка программирования Visual Basic for Application.

На схеме алгоритма (см. рис. 2) блоки 1 и 2 предусматривают ввод с первого листа Excel исходных данных, таких как масса колесной машины, ее момент инерции относительно центральной вертикальной оси, геометрические параметры и коэффициенты сопротивления боковому уводу шин движителей, а также задание начальных условий и временных параметров интегрирования. В блоке 3 производится вычисление текущих значений углов поворота управляемых колес из матрицы, содержащей параметры закона их поворота. Блок 4 используется для организации вызова процедуры интегрирования уравнений движения (9). Блок 5 представляет собой процедуру вычисления старших производных системы дифференциальных уравнений, который, в свою очередь, обращается к представленной блоком 6 процедуре решения системы линейных алгебраических уравнений, вычисляющей старшие производные переменных модели. Логический блок 7 отслеживает момент начала скольжения колес, восьмой блок фиксирует начало

скольжения и организует завершение процесса интегрирования варианта. В блоке 9 выполняется формирование таблицы результатов интегрирования, каждая строка которой содержит численные значения таких параметров, как текущее время, переменные x_c , y_c , φ , скорости переменных $\dot{x}_c$, $\dot{y}_c$, $\dot{\varphi}$, а также углы увода шин δ_1 , δ_2 , δ_3 . В таблицу результатов интегрирования выводятся углы и скорости поворота управляемых колес передней и средней осей, а также модуль скорости перемещения центра масс колесной машины. Блоки 10 и 11 используются для перехода к следующему моменту времени интегрирования и проверки условия окончания процесса интегрирования уравнений движения. Блок 12 формирует графики и диаграммы по результатам интегрирования.

При подготовке исходных данных каждого варианта, кроме численных значений массогеометрических параметров колесной машины, необходимо определить траекторию ее движения. Последние задаются в виде матрицы, в которой фиксируются моменты времени начала действия заданных во втором ее столбце скоростей изменения углов поворота передних управляемых колес (табл. 1).

Табл. 1. Закон изменения угла поворота управляемых колес

t, c	1	3	5	9	11	13	50
$\dot{\Theta}$, рад/с	0	0,025	0	-0,025	0	0,025	0

Интегрирование уравнений движения проводилось на интервале времени до 100 с с различными значениями массогеометрических параметров по различным траекториям движения.

Результаты имитационного моделирования выводились на второй лист Excel в виде численных значений моментов времени, обобщенных координат, их скоростей и, при необходимости, боковых реакций опорной поверхности на колеса. На этот же лист выводились графики из-

менения во времени названных выше координат. Один из фрагментов имитационного моделирования курсового движения колесной машины массой 6000 кг по круговой траектории со скоростью 7,5 м/с представлен на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что на протяжении всего времени моделирования 100 с поддерживалось стационарное движение, так как модуль скорости движения центра масс колесной машины практически не изменялся и оставался равным

7,5 м/с, а курсовой угол за каждые 32,095 с изменялся от 0 до 360 град и за время

моделирования было совершено неполных четыре оборота.

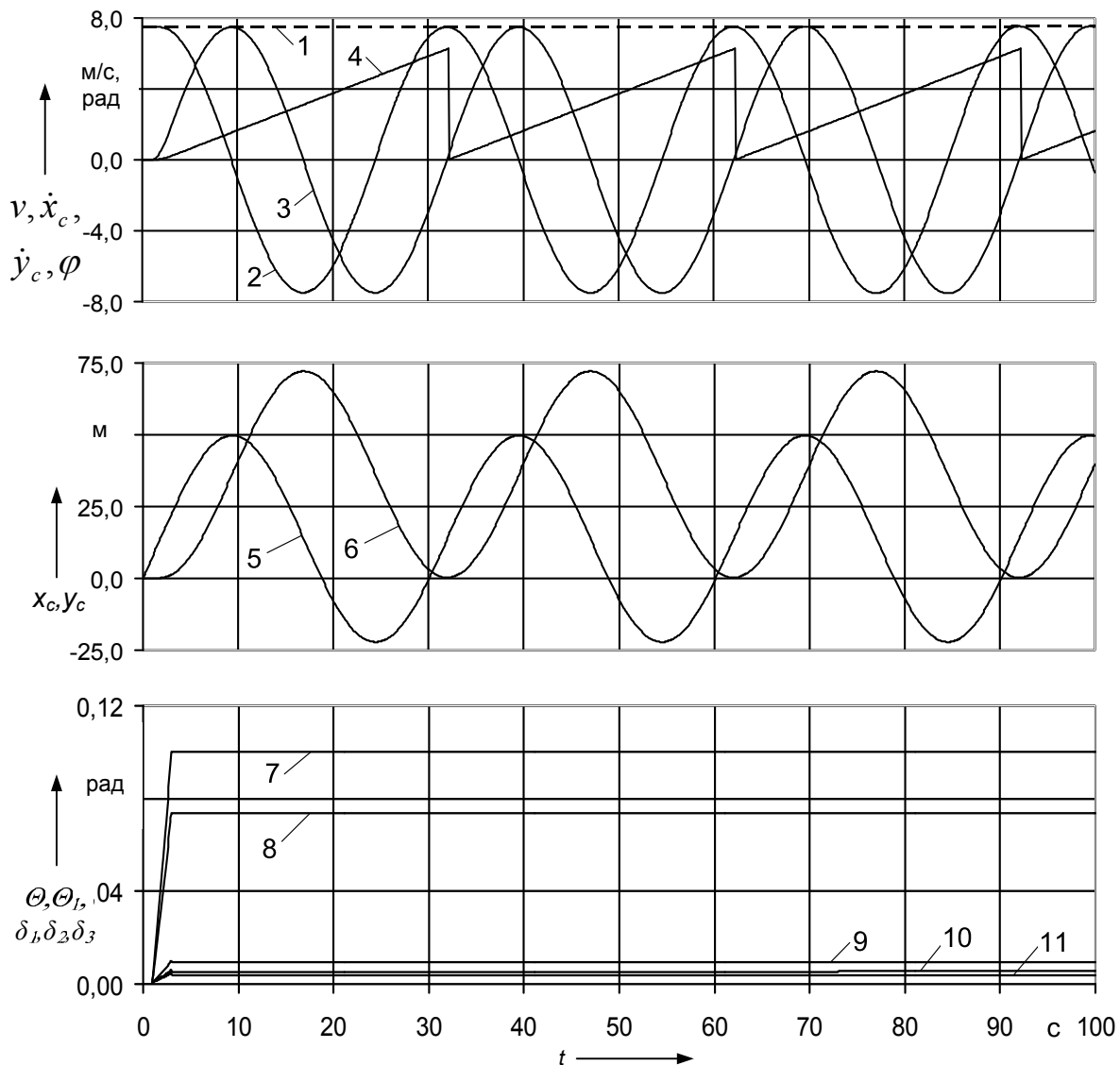


Рис. 3. Фрагмент варианта имитационного моделирования процесса движения трехосной колесной машины по круговой траектории: 1 – модуль скорости движения колесной машины v , м/с; 2, 3 – скорости перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY : $\dot{x}_c$, $\dot{y}_c$, м/с; 4 – курсовой угол $\dot{\varphi}$, рад; 5, 6 – перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY : x_c , y_c , м; 7, 8 – углы поворота управляемых колес: передней и средней осей: Θ , Θ_2 , рад; 9, 10, 11 – углы увода шин колес передней, средней и задней осей: δ_1 , δ_2 , δ_3 , рад

После входа в поворот углы поворота управляемых колес и углы увода сохраняли постоянные значения, а скорости перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY изменялись по синусоидальному закону.

На рис. 4, а представлена полученная в результате имитационного модели-

рования диаграмма траектории движения точки центра масс колесной машины по круговой траектории с параметрами $v = 7,25$ м/с, $\dot{\Theta} = 0,05$ рад/с, $L_1 = 2,2$ м, $L_2 = 1,2$ м, $L_3 = 1,6$ м, а на рис. 4, б – с параметрами $v = 7,25$ м/с, $\dot{\Theta} = 0,08$ рад/с, $L_1 = 2,2$ м, $L_2 = 1,2$ м, $L_3 = 1,4$ м.

Вариант, представленный на рис. 4, а, демонстрирует устойчивое движение по кругу. На рис. 4, б представлен вариант, в котором в момент времени $t = 96,169$ с произошло скольжение из-за неудачно выбранного сочетания геомет-

рических L_1, L_2, L_3 и, возможно, других параметров, т. к. угол увода δ_3 превысил 20 град. При этом движение происходило по спирали с некоторым уменьшением радиуса траектории движения.

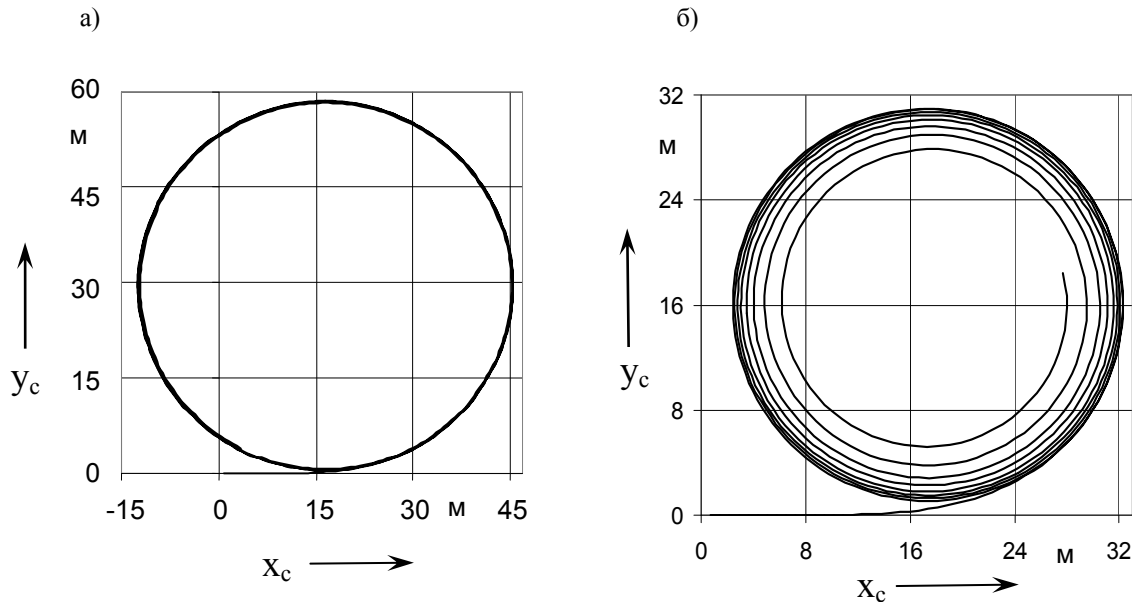


Рис. 4. Диаграммы движения трехосной колесной машины по круговой траектории в координатах X_0Y

На рис. 5 приведены результаты моделирования курсового движения колесной машины по траектории «переставка», в котором угол управляемых колес изменялся по закону, заданному в табл. 1.

Результаты имитационного моделирования, представленные на рис. 5, показали, что при заданных исходных данных колесная машина после совершения маневра отклонилась от начального положения за 14 с на 25 м и проехала за 50 с 357 м. Движение после 14 с устойчиво, т. к. значения бокового смещения и курсовой угол колесной машины практически не изменяются и она продолжает равномерное прямолинейное движение до завершения времени моделирования.

На рис. 6 представлен фрагмент результатов моделирования режима движе-

ния «обгон» в координатах X_0Y со скоростью 7,25 м/с.

Полученные результаты убедительно подтверждают работоспособность разработанных математического и программного обеспечений имитационного моделирования курсового движения трехосной колесной машины.

Анализ представленных на рис. 3–5 результатов и множества других вариантов имитационного моделирования, проведенных с различными вариантами исходных данных, позволяет сделать вывод, что разработанные математическая модель и программное обеспечение адекватно отображают процессы курсового движения трехосных колесных машин с управляемыми колесами на передней и средней осях.

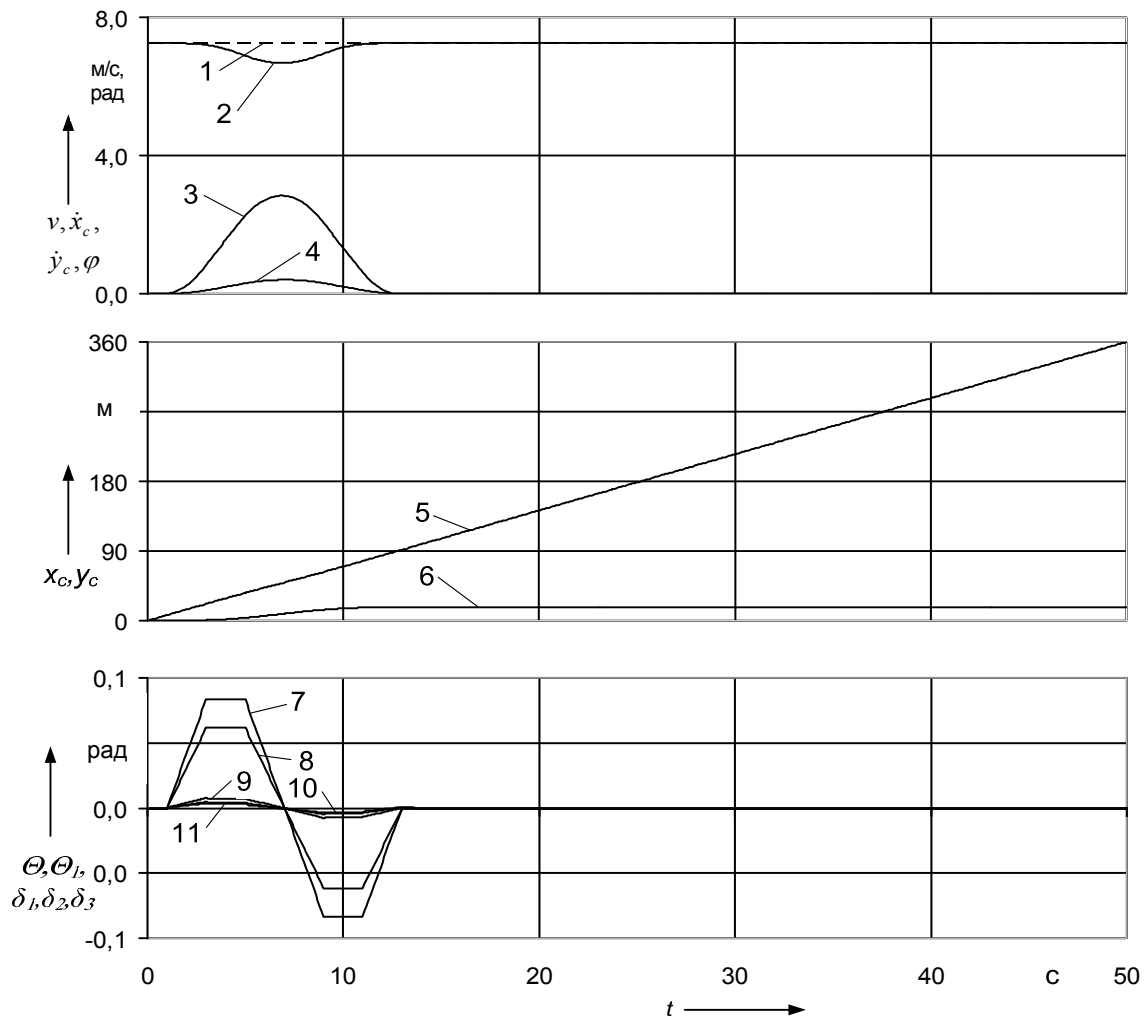


Рис. 5. Фрагмент варианта имитационного моделирования курсового движения трехосной колесной машины по траектории «переставка»: 1 – модуль скорости движения колесной машины v , м/с; 2, 3 – скорости перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY : $\dot{x}_c, \dot{y}_c$, м/с; 4 – курсовой угол φ , рад; 5, 6 – перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY : x_c, y_c , м; 7, 8 – углы поворота управляемых колес: передней и средней осей: Θ, Θ_1 , рад; 9, 10, 11 – углы увода колес передней, средней и задней осей: $\delta_1, \delta_2, \delta_3$, рад

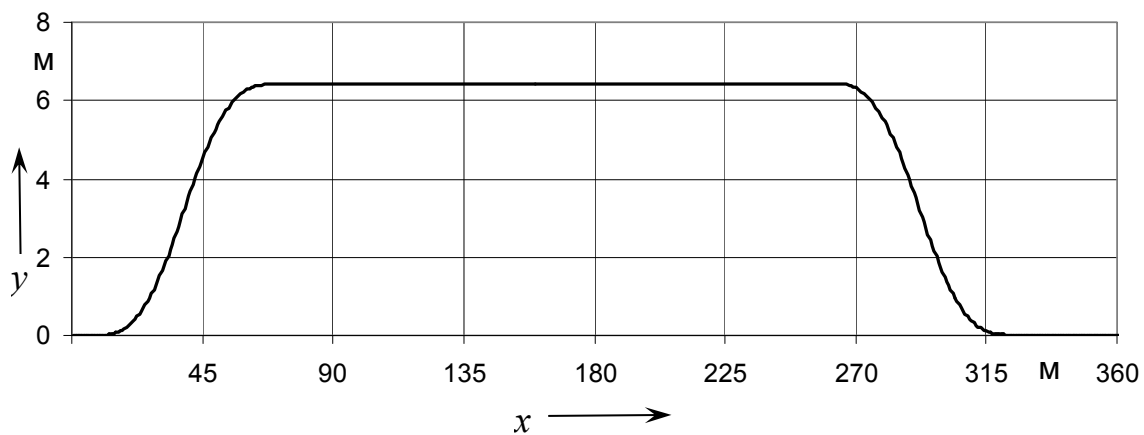


Рис. 6. Фрагмент варианта имитационного моделирования курсового движения колесной машины по траектории «обгон»

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов, А. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1979. – 216 с. : ил.

2. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с. : ил.

3. Ясюкович, Э. И. Влияние параметров установки управляемых колес на курсовую устойчивость трактора класса 14 кН : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 : защищена 15.10.1982 : утв. 09.03.1983 / Ясюкович Эдвард Игнатьевич. – Минск, 1982. – 235 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.02.2009

**I. S. Sazonov, D. A. Dubovic, P. A. Amelchenko,
V. A. Kim, E. I. Yasyukovich**
**Simulation of the rout motion of a 3-axes wheeled
Machine with controlled wheels on the front and
middle axes**

The authors offer the technique of drawing a design dynamic diagram, a mathematical model including dynamic equations and the equations of kinematic relations represented in the form of common differential equations, an algorithm and software for simulation the motion of a 3-axes wheeled vehicle with controlled wheels on the front and middle axes. Some results of simulation have been submitted.

УДК 629.3

**В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., Н. Н. Горбатенко, канд. техн. наук, доц.,
Р. В. Плякин, А. Н. Егоров**

МЕХАТРОННАЯ СИСТЕМА ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье рассмотрены принципы работы мехатронной системы пропорционального управления фрикционами гидромеханической передачи. Приведена конструкция технического решения исполнительного механизма управления фрикционами гидромеханической передачи, разработанная для карьерных самосвалов БелАЗ. Описаны способы управления давлением в гидроцилиндре фрикциона. Представлены результаты стендовых испытаний опытного образца разработанной мехатронной системы управления фрикционами гидромеханической передачи.

Гидромеханические передачи (ГМП) получили широкое применение в мировой практике автотракторостроения. Применяются они также и на автомобилях отечественного производства (БелАЗ, МАЗ, МЗКТ). По сравнению с наиболее распространенными механическими передачами ГМП позволяют существенно улучшить показатели эффективности автомобиля. Но для этого ГМП должна быть снабжена системой автоматического управления (САУ).

Основная задача САУ заключается в оптимальном согласовании режимов работы двигателя и трансмиссии автомобиля. Кроме того, САУ должна обеспечивать высокие показатели качества процессов функционирования механизмов ГМП, особенно в переходных режимах, обусловленных переключением передач. Важным требованием к управлению ГМП является обеспечение непрерывного подвода энергии к ведущим колесам автомобиля в любых условиях движения. Для этого переключение передач должно осуществляться без разрыва потока мощности. САУ также должна защищать двигатель и трансмиссию от перегрузок, снижая до возможного минимума динамические нагрузки при переключении передач, и исключать нештатные режимы функционирования двигателя и механизмов трансмиссии.

На современном этапе развития автомобилестроения наиболее перспектив-

ным направлением автоматизации управления фрикционами ГМП является применение электронных систем. Электронный блок управления ГМП осуществляет формирование сигналов управления на переключение передач, блокирование гидротрансформатора, управление режимами работы двигателя при переключении передач. Кроме того, он управляет процессом включения и выключения фрикционов, обеспечивая выполнение отмеченных выше требований. Поскольку управление фрикционами ГМП осуществляется посредством гидропривода, то носителем конечного сигнала системы управления является рабочая жидкость. Следовательно, управляющие сигналы, формируемые электронным блоком, нуждаются в усилении и смене физической природы. Решение этой задачи обеспечивается применением электрогидравлических исполнительных механизмов управления фрикционами.

Для управления фрикционами ГМП карьерных самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 т на кафедре «Автомобили» Белорусско-Российского университета совместно с КБ ГМП Белорусского автомобильного завода была разработана мехатронная система пропорционального управления фрикционами ГМП (рис. 1). Она включает в себя источник подачи рабочей жидкости под давлением 1 (гидронасос с переливным

клапаном), исполнительный гидроцилиндр фрикциона 2, осуществляющий сжатие пакета фрикционных дисков при его включении, исполнительный меха-

низм управления фрикционом 3, комплект датчиков 4 и электронный блок управления 5 (ЭБУ).

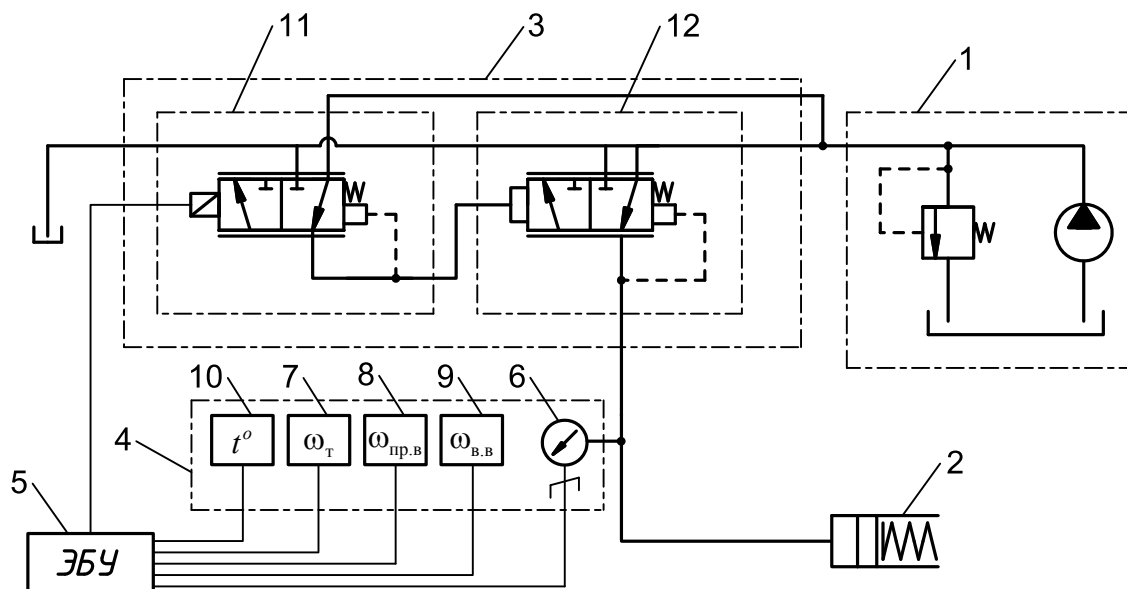


Рис. 1. Принципиальная схема мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП

Исполнительный механизм управления фрикционом представляет собой двухкаскадный гидрораспределитель с пропорциональным управлением. Первый каскад 11 распределителя составляет пилотную ступень управления давлением, а второй каскад 12 обеспечивает усиление сигнала управления, формируемого пилотной ступенью. Пилотная ступень 11 регулятора давления 3 представляет собой пропорциональный электромагнитный редукционный клапан фирмы «Рексрот». Второй каскад 12 распределителя представляет собой многопозиционный гидроаппарат золотникового типа, отрабатывающий управляющие сигналы пилотной ступени 11.

Комплект датчиков 4 включает в себя датчик давления рабочей жидкости 6 *Suco* 0605-51104-0-003 (диапазон измерения 0...3 МПа), установленный в выходной гидролинии исполнительного механизма управления фрикционом, датчики

угловой скорости DSM фирмы «Рексрот», установленные на входном 7, промежуточном 8 и выходном 9 валах коробки передач, и датчик температуры рабочей жидкости 10.

В качестве ЭБУ использован 16-битный микроконтроллер фирмы «Рексрот». Он обрабатывает сигналы с датчиков 6...10 и на основе заданного алгоритма управления формирует сигнал управления на электромагнитный клапан 11 в режиме широтно-импульсной модуляции. Управление током в обмотке электромагнита клапана микроконтроллер осуществляет с помощью ПИД-регулятора. В качестве сигнала обратной связи используется сила тока на обмотке электромагнита клапана. Это позволяет исключить влияние внешних факторов на характеристику работы электромагнитного клапана.

Исполнительный механизм управления фрикционом ГМП (рис. 2) состо-

ит из пилотного клапана 1 и регулятора-распределителя 2. Пилотный клапан 1 выполнен в виде электрогидравлического пропорционального редуционного клапана 3 фирмы «Рексрот», который состоит из пропорционального электромагнита и трехлинейного многопозиционного гидрораспределителя. Регулятор-распределитель 2 представляет собой четырехлинейный многопозиционный гидроаппарат золотникового типа. Вход механизма

управления фрикционом 4 соединен гидролинией с источником подачи рабочей жидкости под давлением (гидронасосом с переливным клапаном), а выходы 5 и 6 соединены гидролиниями с гидроцилиндром фрикциона и с гидробаком соответственно. Принцип работы описанного исполнительного механизма опубликован в [1], а на его конструкцию получен патент на изобретение [2].

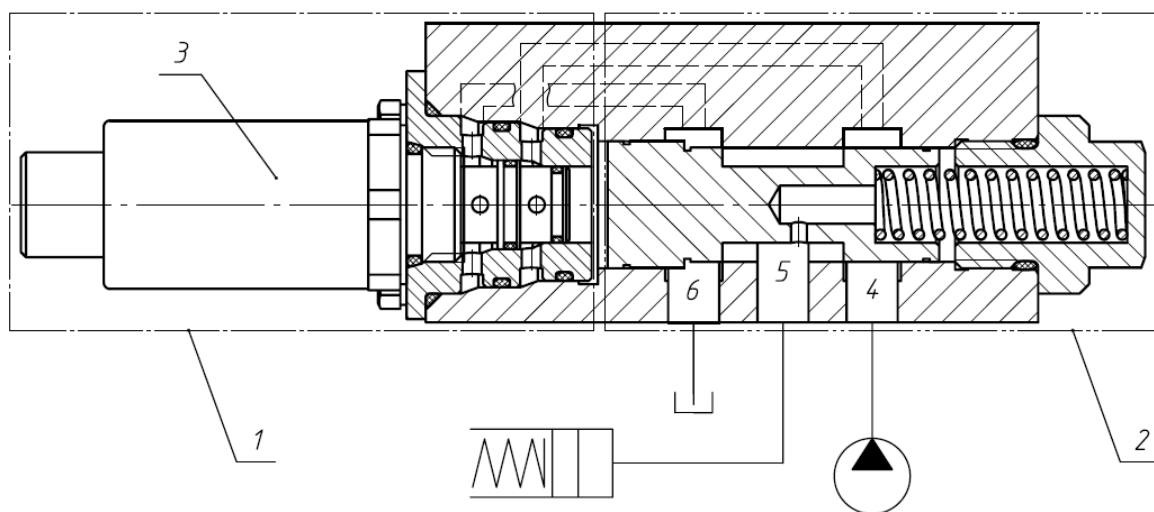


Рис. 2. Конструктивная схема исполнительного механизма управления фрикционом ГМП

Качество переходных процессов в процессе переключения передач ГМП в большой степени определяется способом управления фрикционами. Разработанная мехатронная система автоматического управления позволяет реализовать два режима управления давлением в гидроцилиндре фрикциона ГМП: режим программного управления и режим управления по обратной связи. При программном управлении сигнал управления электромагнитом клапана на этапе регулирования давления имеет заранее заданную форму. Сигнал управления представлен на рис. 3.

В момент времени t_0 ЭБУ формирует команду на начало процесса включения фрикциона. В течение интервала времени $t_{\text{зап}}$ происходит заполнение по-

лости гидроцилиндра фрикциона, а затем в течение времени $t_{\text{рег}}$ осуществляется этап регулирования давления в гидроцилиндре, обеспечивающий заданную характеристику синхронизации ведущей и ведомой частей включаемого фрикциона, при которой достигается плавное переключение передач.

На обмотку электромагнита пропорционального клапана 3 в момент времени t_0 подается сигнал максимальной скважности, формируемый ЭБУ, и возникающая в обмотке сила тока максимальной величины $I_{\text{эм. max}}$ выдерживается в течение интервала времени $t_{\text{быстр}}$. Это обеспечивает поддержание высокого уровня давления рабочей жид-

кости, устанавливаемого исполнительным механизмом в выходной гидролинии, что способствует быстрому заполнению гидроцилиндра на начальном этапе. Окончательный этап заполнения, так называемый этап медленного заполнения, в течение интервала времени $t_{\text{медл}}$ происходит при меньшем давлении, что способствует снижению величины всплеска давления, возникающего в гидроцилиндре фрикциона в момент его полного заполнения. При этом в обмотке электромагнита клапана формируется сила тока $I_{\text{эм.медл}}$. На этапе регулирования давления $t_{\text{рег}}$ управление током в обмотке

электромагнита осуществляется в два этапа. На первом этапе $t_{\text{рег.1}}$ осуществляется плавное нарастание силы тока до величины $I_{\text{эм.рег.1}}$, что обеспечивает медленное нарастание давления в гидроцилиндре фрикциона и плавное снижение относительной скорости пакета фрикционных дисков до их полного замыкания. На втором этапе регулирования $t_{\text{рег.2}}$ ЭБУ резко увеличивает силу тока в обмотке электромагнита до максимально возможного значения $I_{\text{эм.мах}}$ для гарантированного замыкания дисков и удержания фрикциона во включенном состоянии.

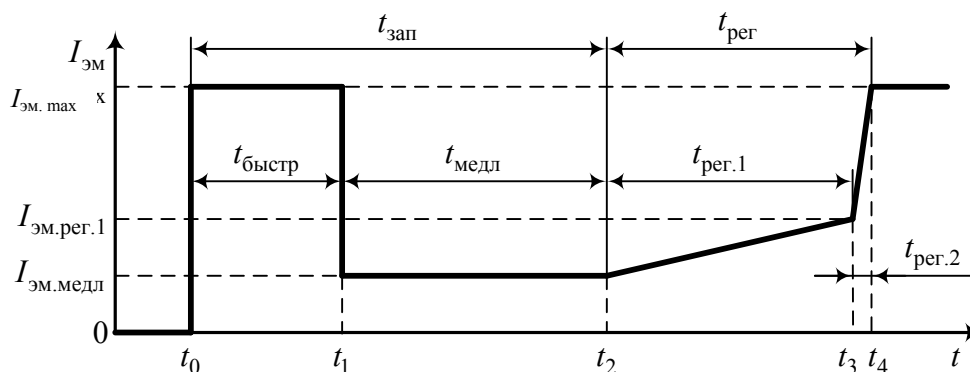


Рис. 3. Сигнал управления пилотным электромагнитным клапаном при программном режиме управления

При режиме управления фрикционом по обратной связи сигнал на электромагнит клапана на этапе регулирования давления формируется в зависимости от относительной скорости скольжения фрикционных дисков. При этом этап заполнения гидроцилиндра протекает аналогично программному режиму управления.

Для формирования сигнала управления электромагнитным клапаном в ЭБУ используется алгоритм ПИД-регулирования. В качестве сигнала обратной связи служат сигналы датчиков частоты вращения входного, промежуточного и выходного валов. В процессе замыкания пакета фрикционных дисков ПИД-регулятор ЭБУ управляет током на электро-

магните клапана таким образом, чтобы изменение относительной скорости скольжения дисков как можно точнее повторяло заданную эталонную характеристику.

Для обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона в разработанной мехатронной системе пропорционального управления фрикционом ГМП использованы несколько методов, основанных на обработке сигналов с датчика давления в выходной магистрали исполнительного механизма и датчиков частоты вращения входного, выходного и промежуточного валов коробки передач. В данной системе реализованы следующие

методы обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона:

- обнаружение «по давлению» – фиксируется момент времени, в который давление на этапе медленного заполнения превышает средний уровень давления на этом этапе на заданную величину. В момент перехода процесса заполнения с этапа быстрого заполнения на этап медленного заполнения в выходной гидромагистрали исполнительного механизма наблюдается колебание давления вследствие снижения силы тока на обмотке электромагнита. Для исключения возможности преждевременного начала этапа регулирования давления во время этих колебаний обнаружение момента окончания заполнения начинается с некоторой задержкой после этапа быстрого заполнения. В разработанной системе эта задержка составляет 0,15...0,2 с;

- обнаружение «по производной» – на этапе медленного заполнения вычисляется производная давления в выходной гидромагистрали исполнительного механизма по времени. В момент окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона фиксируется резкое увеличение производной вследствие всплеска давления;

- обнаружение «по относительной скорости скольжения дисков» – этап регулирования давления начинается при уменьшении относительной скорости

скольжения дисков фрикциона на заданную величину. В данной системе фиксируется уменьшение относительной скорости скольжения на 10...20 %;

- обнаружение «по времени» – этап регулирования давления начинается по истечении заданного времени с момента начала этапа медленного заполнения. Предположительная продолжительность этапа медленного заполнения определяется по результатам экспериментов.

Описанные выше методы определения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона дублируют друг друга, что позволяет исключить возможность преждевременного или позднего начала этапа регулирования давления. Последний метод обнаружения является резервным и позволяет сохранить работоспособность системы даже при выходе из строя датчиков давления и угловой скорости.

С целью проверки работоспособности разработанной мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП и определения основных параметров управления опытный образец системы был испытан в испытательной лаборатории РУПП БелАЗ на стенде, имитирующем работу фрикционной муфты в коробке передач (рис. 4).

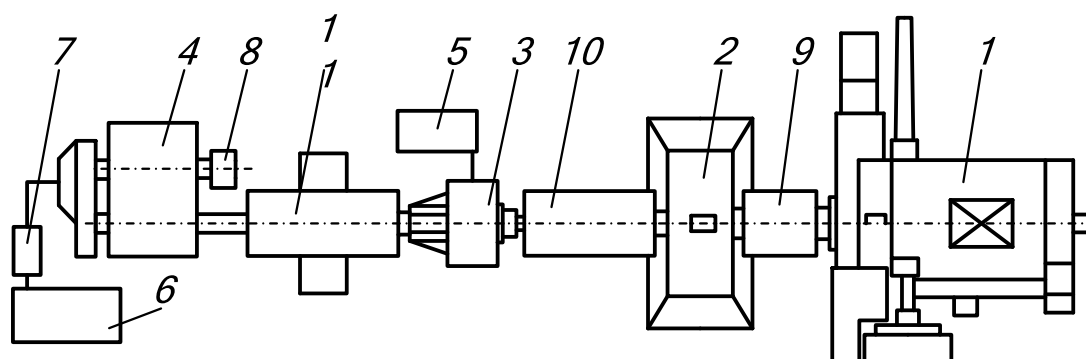


Рис. 4. Принципиальная схема стенда испытаний фрикциона ГМП

Стенд включает в себя балансирующую машину постоянного тока 1, инерционную массу 2, гидротрансформатор 3, двухвальный редуктор с испытуемым фрикционом 4, насосную станцию для подачи рабочей жидкости в круг циркуляции гидротрансформатора 5, насосную станцию гидропривода включения фрикциона 6, исполнительный механизм управления фрикционом 7, датчик силы 8 и карданные валы 9, 10 и 11. Стенд позволяет исследовать различные режимы включения испытуемого фрикциона под нагрузкой.

Испытания мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП проводились для двух режимов управления фрикционом: режима программного управления и режима управления по обратной связи. На рис. 5 приведена осциллограмма переходных процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП при включении фрикционной муфты при частоте вращения входного вала стенда 1000 об/мин.

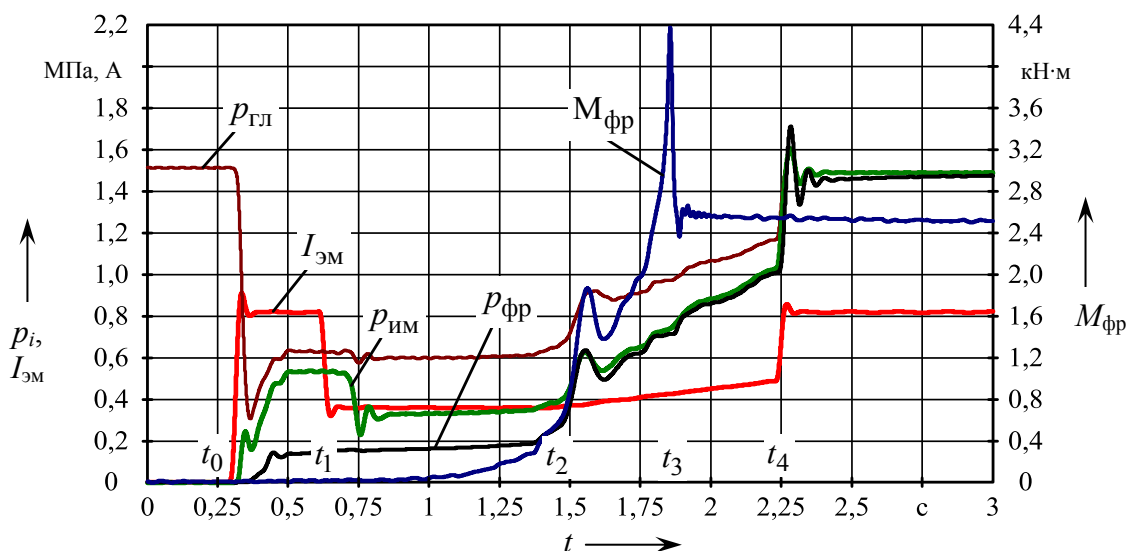


Рис. 5. Осциллограмма переходных процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП при включении фрикционной муфты в режиме программного управления

В момент времени t_0 ЭБУ подает на обмотку электромагнита сигнал максимальной скважности, что соответствует максимальной силе тока $I_{эм, макс}$. При этом давление на выходе исполнительного механизма $p_{им}$ возрастает до своего максимального значения, ограниченного давлением в главной магистрали $p_{гл}$ с учетом потерь давления в гидравлических сопротивлениях. В используемом стенде установлен гидронасос с малой подачей, поэтому на этапе заполнения гидроцилиндра фрикциона наблюдается значи-

тельное падение давления в главной гидромагистрали $p_{гл}$. Давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{фр}$ возрастает до значения, соответствующего усилию возвратных пружин фрикциона.

На этапе медленного заполнения сила в момент времени t_1 ЭБУ формирует сигнал о снижении силы тока в обмотке электромагнита до уровня $I_{эм, медл}$. С некоторой задержкой, обусловленной инерционностью электромагнитного клапана и регулятора-распределителя, давление на выходе ис-

полнительного механизма уменьшается до значения $p_{\text{медл}}$. Величина задержки составляет не более 0,1 с. График $p_{\text{фр}} = f(t)$ на рис. 5 на этапе медленного заполнения имеет более пологую форму, что соответствует меньшей скорости движения поршня гидроцилиндра. За счет уменьшения скорости и обеспечивается снижение динамической нагрузки при его включении фрикциона. В конце этапа медленного заполнения фрикционные диски поджимаются и начинают передавать вращающий момент $M_{\text{фр}}$. При этом наблюдается возрастание давления в гидроцилиндре фрикциона и на выходе исполнительного механизма.

В момент времени t_2 алгоритм обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона ЭБУ формирует сигнал на начало регулирования давления. Сила тока в обмотке электромагнита клапана $I_{\text{эм}}$ изменяется по линейному закону до момента времени t_4 . В конце этапа регулирования сила тока $I_{\text{эм}}$ увеличивается до своего максимального значения гарантированного замыкания дисков и удержания фрикциона во включенном состоянии. График изменения давления на выходе исполнительного ме-

ханизма $p_{\text{им}}$ и в гидроцилиндре фрикциона $p_{\text{фр}}$ после затухания колебаний также носит линейный характер. На графике изменения вращающего момента $M_{\text{фр}}$, передаваемого фрикционом, наблюдаются два характерных всплеска. Первый всплеск обусловлен остановкой поршня гидроцилиндра. Второй всплеск обусловлен динамической нагрузкой вращающихся инерционных масс, вследствие полного замыкания фрикциона.

При программном режиме управления фрикционом невозможно управлять временем буксования фрикциона $t_{\text{букс}} = t_4 - t_3$, т. к. оно зависит не только от наклона характеристики силы тока $I_{\text{эм}}$ на этапе регулирования, но и от нагрузки, передаваемой фрикционом. Этот недостаток отсутствует в режиме управления по обратной связи, т. к. время буксования $t_{\text{букс}}$ в данном случае задается как параметр управления. На рис. 6 приведена осциллограмма переходных процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционом ГМП при включении фрикционной муфты в режиме управления по обратной связи.

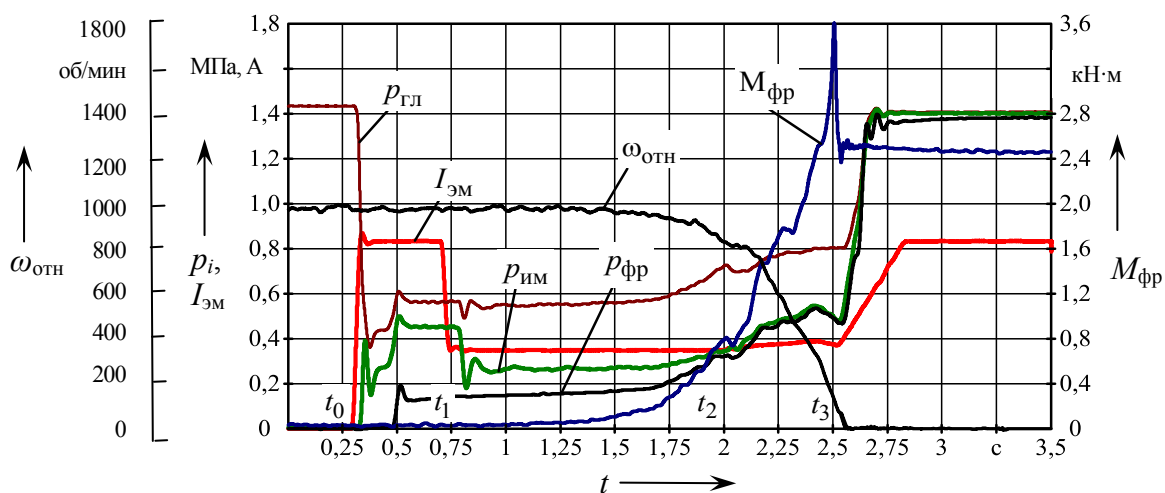


Рис. 6. Осциллограмма переходных процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционом ГМП при включении фрикционной муфты в режиме управления по обратной связи

Этап заполнения гидроцилиндра фрикциона при управлении по обратной связи осуществляется по тому же алгоритму, что и для программного управления. В момент времени t_2 алгоритм обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона ЭБУ формирует сигнал на начало регулирования давления. На этом этапе ПИД-регулятор алгоритма управления формирует сигнал на электромагнит клапана таким образом, чтобы приблизить относительную угловую скорость фрикционных дисков $\omega_{отн}$ к эталонной прямолинейной характеристике. В результате снижается всплеск вращающего момента $M_{фр}$ в момент полного замыкания фрикционных дисков. После включения фрикциона ЭБУ увеличивает силу тока на обмотке электромагнита $I_{эм}$ до максимального значения.

Из осциллограмм переходных процессов видно, что включение фрикциона осуществляется плавно, с минимальным коэффициентом динамичности вращающего момента выходного вала, что позволяет значительно снизить динамические нагрузки в трансмиссии и теплонапряженность пар трения в момент переключения передач ГМП. Плавность включения фрикциона в значительной мере достигнута за счет оптимизации параметров алгоритма управления. Дублирующиеся способы обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона позволяют начать этап регулирования давления непосредственно в момент начала передачи фрикционом нагрузки. Это значительно снижает скачок вращающего момента в момент полного замыкания фрикциона.

На основании результатов испытаний можно сделать вывод, что разработанная на кафедре «Автомобили» Белорусско-Российского университета совместно с конструкторами КБ ГМП «Белорусского автомобильного завода» мехатронная система управления фрикционами ГМП позволяет осуществлять пропорциональное управление давлением в

гидроцилиндрах фрикционов ГМП, что является одним из основных требований к системе автоматического управления. Данная система позволяет осуществлять управление фрикционом как в программном режиме, так и в режиме управления по обратной связи. Она отличается высокой точностью управления и высоким быстродействием.

Пропорциональность управления, точность и высокое быстродействие системы достигнуты за счет подбора оптимальных параметров регулятора-распределителя исполнительного механизма и применения малогабаритного быстродействующего редукционного пропорционального клапана в качестве пилотной ступени. Немалое значение имеет и способ формирования сигнала управления фрикционом. ЭБУ, в качестве которого используется микроконтроллер фирмы «Рексрот», позволяет формировать сигнал управления пилотной ступенью на основании двух алгоритмов: программного управления либо управления по обратной связи. Плавное включение фрикциона в значительной мере определяется точностью обнаружения момента окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона. Данные алгоритмы используют дублирование различных способов обнаружения, что позволяет точно и надежно обнаружить момент окончания заполнения гидроцилиндра фрикциона, тем самым снизив всплеск вращающего момента в момент полного замыкания фрикциона.

Сравнительный анализ двух описанных режимов управления фрикционом, программного управления и управления по обратной связи, показал, что способ управления, использующий обратную связь по относительной угловой скорости фрикционных дисков, дает возможность управлять относительной угловой скоростью фрикциона на этапе его замыкания по заданной характеристике. Это значительно снижает коэффициент динамичности вращающего момента фрикциона в момент его включения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Механизм управления фрикционом гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 31–39.

2. Пат. 9916 РБ, МКИ⁷ F16 D 29/00, F 16 H 61/06. Механизм управления фрикционом / В. П. Тарасик [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20051023 ; заявл. 25.10.05 ; опубл. 30.10.07, Бюл. № 5. – 8 с. : ил.

3. Разработка перспективных систем автоматического управления гидромеханическими передачами мобильных машин / В. П. Тарасик [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-т. – 2006. – № 4. – С. 46–51.

4. Тарасик, В. П. Интеллектуальные системы управления транспортными средствами: монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.06.2009

**V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko,
R. V. Plyakin, A. N. Egorov
Mechatronic system of hydromechanical
transmission friction clutch proportioned
control**

Observed in the paper are the principles of operation of a mechatronic system of the hydromechanical transmission clutch proportioned control The design of the actuator of the clutches control of hydromechanical transmission developed for heavy-duty trucks BelAZ is offered. The description of the pressure control in the clutch hydraulic actuator is given. The results of bench testing of the prototype of the developed mechatronic control system by friction clutches of the hydromechanical transmission are presented.

УДК 621.878.6

А. М. Щемелев, канд. техн. наук, проф., А. Д. Бужинский**НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫЙ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ГИДРОПРИВОД РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОГРУЗЧИКА**

Рассмотрены вопросы применения в строительно-дорожных машинах энергосберегающего гидропривода, построенного при помощи элементов микросхем, позволяющего сократить число насосов в гидросистеме машины, использовать потенциальную энергию рабочего оборудования, снизить затраты энергии на привод насосов.

Проблемы энергосбережения в Республике Беларусь последние 15 лет стоят достаточно остро, т. к. собственных запасов нефти в Беларуси почти нет, а топливо постоянно дорожает и уже в себестоимости продукции составляет 40...60 %. Поэтому поиск технических решений, обеспечивающих снижение энергопотребления системами машин, является актуальным.

В работах ряда строительных и дорожных машин гидроцилиндры, обеспечивающие подъем и опускание рабочего оборудования, постоянно находятся под давлением от весовой нагрузки рабочего оборудования. Это погрузчики, экскаваторы, краны и др. машины. При опускании рабочего оборудования жидкость, находящаяся под давлением в гидроцилиндрах, через распределитель направляется на слив и энергия опускаемого рабочего оборудования не используется. Наоборот, во избежание падения рабочего оборудования и возникновения кавитации и, как следствие, повреждения элементов гидроаппаратуры в поршневой гидролинии устанавливают дроссель с обратным клапаном, который обеспечивает снижение энергопотерь при подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндров, управляющих положением рабочего оборудования. При этом приходится регулировать подачу жидкости в штоковую полость, т. к. несогласованность расхода жидкости через дроссель в гидролинии слива с потреблением жидкости штоковой полостью вызовет разряжение жидкости в гидролинии насос-штоковая полость гидроцилиндров или, наоборот, повышение

давления жидкости в поршневой полости этих цилиндров. На создание давления для преодоления сопротивления в дросселе дополнительно расходуется давление, а следовательно, затрачивается энергия на работу насосов.

Точно рассчитать расход дросселя и поступление жидкости в штоковую полость во время всего цикла опускания рабочего оборудования затруднительно, т. к. давление на входе в дроссель постоянно меняется из-за изменения положения центра тяжести рабочего оборудования и плеч действия сил. Поэтому гидросистему рассчитывают таким образом, чтобы в штоковой полости гидроцилиндров стрелы всегда было избыточное давление.

Использование закрытого контура, т. е. направление жидкости из поршневых полостей гидроцилиндров стрелы в штоковую полость через насосы, невозможно из-за разности объемов штоковых и поршневых полостей гидроцилиндров стрелы.

Прохождение жидкости через дроссель вызывает кроме потерь энергии нагревание жидкости и ее старение. Жидкость из дросселя поступает в гидробак, где охлаждается и снова поступает на насос.

Авторы предложили насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования фронтального погрузчика, позволяющий использовать энергию жидкости в гидроцилиндрах стрелы при работе гидросистемы и убрать из гидросистемы

дроссель как лишний энергопотребляющий элемент.

На рис. 1 представлена эта схема.

Для упрощения понимания работы гидросистемы распределитель и гидроцилиндры ковша не показаны.

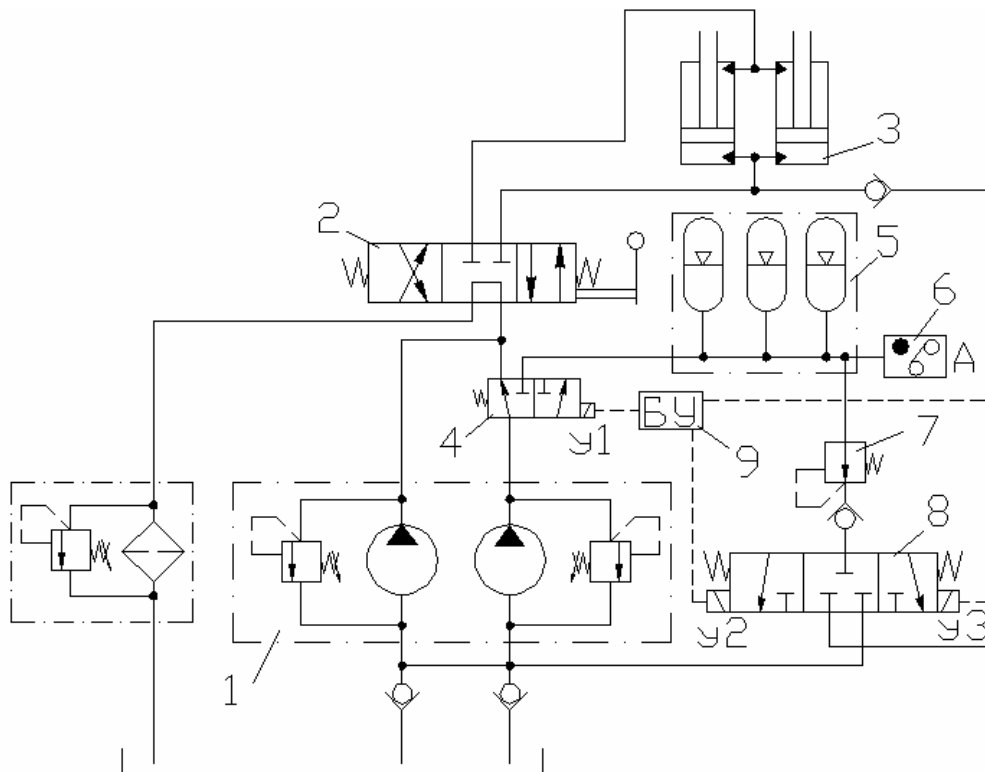


Рис. 1. Насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования погрузчика

Гидросистема состоит из насосной станции 1, машинного распределителя 2, гидроцилиндров стрелы 3. В гидросистему дополнительно установлены двухпозиционный распределитель 4 с электромагнитным управлением, блок гидроаккумуляторов 5, реле давления 6, редукционный клапан 7 и трехпозиционный распределитель 8 с электромагнитным управлением. В гидросистеме имеется электронный блок управления 9, управляющий электромагнитами у1 двухпозиционного распределителя 4 и электромагнитами у2 и у3 распределителя 8. Сигналы на блок управления 9 поступают от датчиков. А – сигнал от датчика зарядки гидроаккумуляторов (реле давления 6), В – сигнал от датчика загрузки двигателя машины, С – сигнал от датчика включения распределителя подъема стрелы, D – сигнал от

датчика включения распределителя стрелы на подъем рабочего оборудования. Все сигналы носят дискретный характер (сигнал да – логическая единица, сигнал нет – логический ноль).

Возможное сочетание сигналов от датчиков сведено в табл. 1.

Выходные сигналы у, которые выдаются на электромагниты у1, у2 и у3, обеспечивающие перемещение золотников распределителей 2 и 8, показаны в табл. 1 и для каждого электромагнита обозначаются логической единицей. Например, подача питания на электромагнит у1 возможна в четырех сочетаниях сигналов: в соответствии с логической единицей в столбце у1.

Аналогично поступаем с сочетанием и подачей сигналов у2 и у3.

Табл. 1. Таблица истинности

Сигнал датчика				Выходной сигнал		
A (реле)	B (загр. ДВС)	C (опус. раб. обор.)	D (подъем раб. обор.)	y1	y2	y3
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0
0	0	0	1	0	1	0
1	1	0	0	0	0	0
1	0	1	0	0	0	0
1	0	0	1	0	1	0
0	1	1	0	1	0	0
0	1	0	1	0	0	0
0	0	1	1	1	0	0
1	1	1	0	0	1	0
1	1	0	1	0	0	1
1	0	1	1	1	0	0
0	1	1	1	1	0	0

В соответствии с правилами составления булевых выражений [1] составляем булевы выражения при соответствующих сигналах на электромагниты y1, y2 и y3 от электронного блока управления:

$$\begin{aligned} & \bar{A} \cdot \bar{B} \cdot C \cdot \bar{D} + \bar{A} \cdot B \cdot C \cdot \bar{D} + \\ & + \bar{A} \cdot \bar{B} \cdot C \cdot D + \bar{A} \cdot B \cdot C \cdot D + \\ & + A \cdot \bar{B} \cdot C \cdot D = y1; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \bar{A} \cdot \bar{B} \cdot \bar{C} \cdot D + A \cdot B \cdot C \cdot \bar{D} + \\ & + A \cdot \bar{B} \cdot \bar{C} \cdot D = y2; \end{aligned} \quad (2)$$

$$A \cdot B \cdot \bar{C} \cdot D = y3. \quad (3)$$

Для сокращения числа микросхем используем метод упрощения булева выражения при помощи карты Карно. В табл. 2–4 приведены карты Карно и сокращены рядом стоящие по горизонтали и вертикали единицы.

В результате сокращения выражений (1)–(3) получили вид:

$$\bar{A} \cdot C + \bar{A} \cdot C \cdot D + \bar{B} \cdot C \cdot D = y1; \quad (4)$$

$$A \cdot B \cdot C \cdot \bar{D} + \bar{B} \cdot \bar{C} \cdot D = y2; \quad (5)$$

$$A \cdot B \cdot \bar{C} \cdot D = y3. \quad (6)$$

Табл. 2. Карта Карно для сигнала y1

	$A \cdot B$	$\bar{A} \cdot B$	$\bar{A} \cdot \bar{B}$	$A \cdot \bar{B}$
$C \cdot D$		1	1	1
$\bar{C} \cdot D$				
$\bar{C} \cdot \bar{D}$				
$C \cdot \bar{D}$		1	1	

Табл. 3. Карта Карно для сигнала у2

	$A \cdot B$	$\bar{A} \cdot B$	$\bar{A} \cdot \bar{B}$	$A \cdot \bar{B}$
$C \cdot D$				
$\bar{C} \cdot D$			1	1
$\bar{C} \cdot \bar{D}$				
$C \cdot \bar{D}$	1			

Табл. 4. Карта Карно для сигнала у3

	$A \cdot B$	$\bar{A} \cdot B$	$\bar{A} \cdot \bar{B}$	$A \cdot \bar{B}$
$C \cdot D$				
$\bar{C} \cdot D$	1			
$\bar{C} \cdot \bar{D}$				
$C \cdot \bar{D}$				

По полученным выражениям и строим электрические схемы для управления каждым электромагнитом.

Применение насосно-аккумуляторного энергосберегающего гидропривода рабочего оборудования погрузчика с использованием элементов микросхем позволяет:

– сократить число насосов, используемых в гидросистеме машины, в результате чего снижаются потери давления;

– использовать потенциальную энергию силы тяжести рабочего оборуду-

дования при работе насосов во время рабочего цикла машины;

– при работе насосов затрачивать меньшую энергию на их привод, т. к. во всасывающей магистрали создается давление и насосы начинают работать как насос-моторы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лысиков, Б. Г. Арифметические и логические основы ЭЦВМ / Б. Г. Лысиков. – Минск : Выш. шк., 1974. – 262 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.04.2009

A. M. Schemelev, A. D. Buzhinski
Pump-storage energy-saving hydrodrive
of a loader working equipment

Questions of application of the energy-saving hydrodrive in road-building machines made by using microcircuit elements enables to reduce the number of pumps in the hydrosystem, to use the potential energy of the working equipment, to lower expenses of energy on the pipe drive.

УДК 629.114.2

Э. И. Ясюкович, канд. техн. наук, доц.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ТРЕХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

В статье приводятся разработанные математическая модель, алгоритм и программное обеспечение имитационного моделирования курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами. Обсуждаются результаты расчетных исследований, отражающие поведение автомобиля при движении его по различным траекториям движения.

Введение

В последние годы в технически развитых странах наблюдается рост производства автомобилей и, соответственно, их количества на дорогах. При этом отмечается повышение скоростей движения автомобилей, что обостряет проблему безопасности, которая во многом определяется устойчивостью их движения и управляемостью. Внедрение многоопорной ходовой части автомобилей снижает устойчивость их движения из-за уменьшения стабилизирующих действий колес [1–3]. Обеспечение устойчивости движения многоосных автомобилей требует корректного, обоснованного выбора его основных параметров, в том числе геометрических [4, 6]. Обоснованный выбор названных параметров многоосных автомобилей может быть выполнен на основе результатов расчетных исследований, проведенных на базе соответствующих математических моделей и программных средств. В связи с этим актуальной является задача разработки экспресс-методики, позволяющей на стадии проектирования выбрать рациональные значения основных геометрических параметров автомобилей, оценить показатели их маневренности, курсовой устойчивости и управляемости.

В данной работе рассматривается методика имитационного моделирования курсового движения трехосных автомобилей со всеми управляемыми колесами по различным траекториям и категориям дорог. При этом движение автомобиля

рассматривается как управляемое, но не корректируемое водителем, т. е. закон поворота управляемых колес определяется заранее и не корректируется в процессе движения. Разработанная методика содержит расчетную схему автомобиля, математическую модель его курсового движения и программное обеспечение.

Расчетная схема и математическая модель моделируемой системы

При разработке математической модели была использована детерминистическая концепция, несмотря на ярко выраженный вероятностный характер проявления внешних условий движения, случайный характер возмущающих воздействий и параметров автомобиля из-за случайного размещения груза, неравномерного износа шин и т. д. [1].

Расчетная схема моделируемой системы представлена на рис. 1. Линия C_0 на указанном рисунке – это направление мгновенных центров поворота автомобиля. Точка O является точкой пересечения нормалей к проекциям на опорную поверхность векторов линейных скоростей колес автомобиля.

Математическая модель объединяет два вида уравнений – динамические и уравнения кинематических связей [3, 4]. Динамические уравнения получены на основе математической схемы Лагранжа 2-го рода [5]. Они представлены в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка и

описывают установившееся движение автомобиля с постоянной скоростью. Поскольку на автомобиль в данной постановке задачи действуют лишь боковые реакции опорной поверхности Y_1 , Y_2 и Y_3 на его движители, то динамические уравнения математической модели, полученные по методике, изложенной в [7], и в соответствии со схемой рис. 1, представлены в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_c &= -Y_1 \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1) - \\ &- Y_2 \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \\ &- Y_3 \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) = 0; \\ m \cdot \ddot{y}_c &= Y_1 \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) + \\ &+ Y_2 \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \\ &+ Y_3 \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) = 0; \\ J_z \cdot \ddot{\varphi} &= Y_1 \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta - \delta_1) + \\ &+ Y_2 \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) - \\ &- Y_3 \cdot l_3 \cdot \cos(\Theta_3 + \delta_3) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m , J_z – масса и центральный момент инерции относительно вертикальной оси автомобиля; x_c , y_c , φ – обобщенные координаты, соответственно продольное и поперечное перемещения и курсовой угол автомобиля; δ_i – углы увода шин соответствующих колес.

Боковые реакции Y_i вычисляются следующим образом:

$$Y_i = k_{u_i} \cdot \delta_i, \quad i = 1 \dots 3, \quad (2)$$

где k_{u_i} – коэффициент сопротивления боковому уводу шины i -го колеса.

Значения коэффициентов k_{u_i} в реальных условиях криволинейного движения меняются в зависимости от приложенных к колесу нормальных и тангенциальных (тяговых и тормозных) нагрузок, давления воздуха в шинах, характеристик дорожной поверхности по условиям сцепления с ней шин, неровностей микропрофиля дороги и т. д. В данной работе значения коэффициентов k_{u_i} принимались постоянными величинами, т. к. предполагаемые значения углов увод δ_i при исследуемых режимах движения не превышают

3...5 град [1].

В работе рассматривается движение автомобиля при отсутствии бокового проскальзывания его колес на опорной поверхности, поэтому в математическую модель были введены уравнения кинематических связей движителей автомобиля с опорной поверхностью. Для вывода таких уравнений был введен в рассмотрение угол увода δ_i , представляющий собой угол между проекцией продольной диаметральной линии обода i -го колеса на опорную поверхность и направлением его скорости в центре пятна контакта шины на дорожной поверхности. Этот угол имеет направление, противоположное углу поворота обода колеса относительно его вертикальной оси.

Запишем условие отсутствия бокового проскальзывания шин автомобиля при движении по криволинейной траектории, которое требует, чтобы нормали к проекциям средних линий шин каждого колеса на опорную поверхность пересекались в одной точке О (рис. 1).

Для колес среднего моста это условие может быть выражено следующим уравнением:

$$l_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta_2 = l_2 \cdot \operatorname{tg} \Theta, \quad (3)$$

где l_1 , l_2 – расстояния от центра масс автомобиля до передней и средней осей с управляемыми колесами соответственно; Θ , Θ_2 – углы поворота колес передней и средней осей автомобиля.

Таким образом, угол Θ_2 является зависимым от угла Θ и определяется следующим выражением, полученным из (3):

$$\Theta_2 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_2}{l_1} \cdot \operatorname{tg} \Theta \right). \quad (4)$$

Скорость изменения угла Θ_2 зависит от величины и скорости поворота угла Θ и определяется следующим выражением:

$$\dot{\Theta}_2 = \frac{l_1 \cdot l_2 \cdot \dot{\Theta}}{l_1^2 \cdot \cos^2 \Theta + l_2^2 \cdot \sin^2 \Theta}. \quad (5)$$

Аналогично для колес задней оси условие отсутствия бокового проскальзывания колес:

$$l_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta_3 = l_3 \cdot \operatorname{tg} \Theta, \quad (6)$$

где l_3 – расстояние от центра масс автомобиля до задней оси с управляемыми колесами; Θ_3 – угол поворота управляемых колес задней оси.

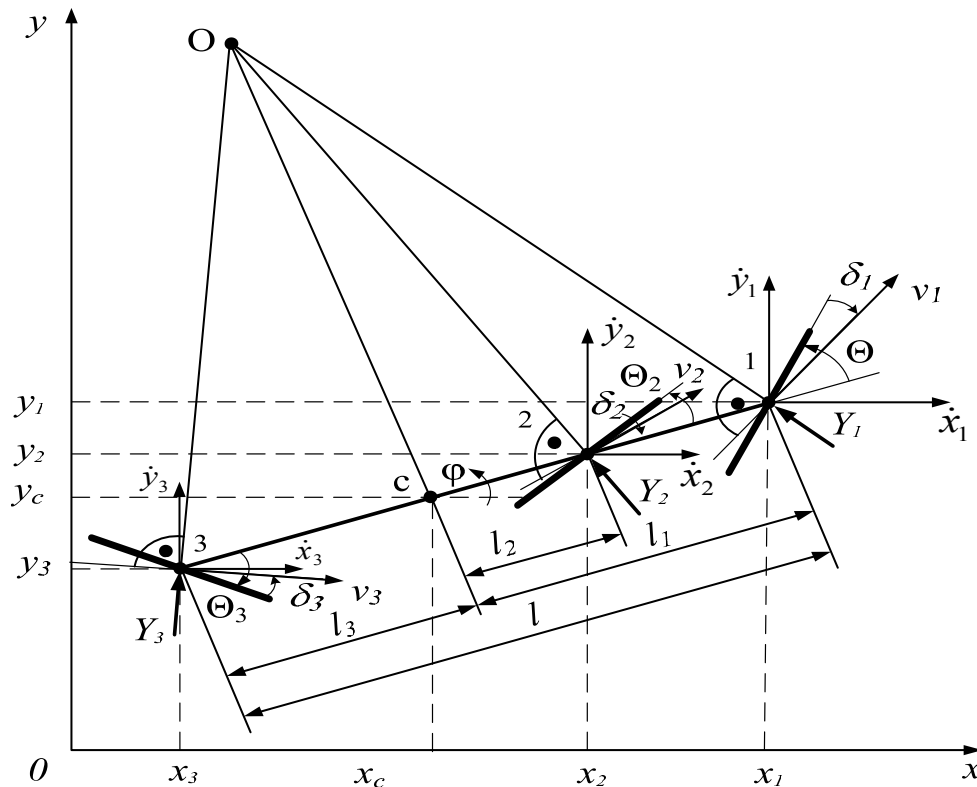


Рис. 1. Расчетная схема моделируемой системы

Значение угла Θ_3 зависит от угла Θ и определяется геометрией поворота (см. рис. 1). Для вычисления угла Θ_3 будем использовать следующее выражение, полученное из (6):

$$\Theta_3 = -\arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_3}{l_1} \cdot \operatorname{tg} \Theta \right). \quad (7)$$

Скорость изменения угла Θ_3 определяется выражением

$$\dot{\Theta}_3 = \frac{l_1 \cdot l_3 \cdot \dot{\Theta}}{l_1^2 \cdot \cos^2 \Theta + l_3^2 \cdot \sin^2 \Theta}. \quad (8)$$

Движение автомобиля без бокового

проскальзывания его шин достигается при условии равенства нулю суммы проекций продольной и поперечной составляющих скоростей каждого колеса в точке его контакта с опорной поверхностью на нормаль к направлению продольной скорости соответствующего колеса, т. е.:

$$\left. \begin{aligned} &(\dot{y}_c + l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) - \\ &-(\dot{x}_c - l_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1) = 0; \\ &(\dot{y}_c + l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \\ &-(\dot{x}_c - l_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) = 0; \\ &(\dot{y}_c - l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) - \\ &-(\dot{x}_c + l_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Возьмем производные по времени от уравнений системы (9) и объединим в единую систему полученные в результате уравнения и систему (8), тогда получим математическую модель (10) курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами. Уравнения кинематических связей в системе (10)

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_c &= -Y_1 \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1) - Y_2 \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) = 0; \\ m \cdot \ddot{y}_c &= Y_1 \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) + Y_2 \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + Y_3 \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) = 0; \\ J_z \cdot \ddot{\varphi} &= Y_1 \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta - \delta_1) + Y_2 \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) - Y_3 \cdot l_3 \cdot \cos(\Theta_3 - \delta_3) = 0; \\ \dot{\delta}_1 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1) + \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta - \delta_1)] &= \\ = \ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1) - \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) + \ddot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \cos(\Theta - \delta_1) + \\ + \dot{\Theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot l_1 \cdot \sin(\Theta - \delta_1)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta - \delta_1) + \\ + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta - \delta_1)]; \\ \dot{\delta}_2 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2)] &= \\ = \ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) - \ddot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \cos(\Theta_2 - \delta_2) + \\ + \dot{\Theta}_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_2 \cdot \sin(\Theta_2 - \delta_2)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_2) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_2 - \delta_2) + \\ + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_2 - \delta_2)]; \\ \dot{\delta}_3 \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) + \dot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \sin(\Theta_3 - \delta_3)] &= \\ = \ddot{x}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) - \ddot{y}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) + \ddot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \cos(\Theta_3 - \delta_3) + \\ + \dot{\Theta}_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot l_3 \cdot \sin(\Theta_3 - \delta_3)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_3) \cdot [\dot{x}_c \cdot \cos(\varphi + \Theta_3 - \delta_3) + \\ + \dot{y}_c \cdot \sin(\varphi + \Theta_3 - \delta_3)]. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Программное обеспечение и расчетные исследования

Решение системы уравнений (10) проводилось с помощью разработанного на языке VBA for Application программного обеспечения в среде программы Excel. Алгоритм решения задачи предусматривает ввод исходных данных и начальных условий интегрирования, вызов процедур: приведения задачи к системе из девяти дифференциальных уравнений первого порядка; интегрирования системы дифференциальных уравнений; анализа текущих результатов интегрирования; формирования графических зависимостей по результатам расчета.

В качестве исходных данных при

записаны относительно скоростей деформаций δ_i , что является допустимым, т. к. значения старших производных обобщенных координат $\ddot{x}_c$, $\ddot{y}_c$, $\ddot{\varphi}$ однозначно определяются из первых трех динамических уравнений указанной системы.

проведении расчетных исследований использовались численные значения таких данных, как инерционные и массо-геометрические параметры автомобиля, упругие характеристики шин, а также параметры, описывающие закон изменения скорости угла поворота управляемых колес. Последний задается с помощью таблицы, в первой строке которой прописываются моменты времени t , с, начала действия заданных во второй строке скоростей изменения углов поворота управляемых колес $\dot{\Theta}$, рад/с. В табл. 1 в качестве примера приведен вариант задания траектории движения «переставка», в табл. 2 – круговой траектории, а в табл. 3 – траектории «обгон».

Табл. 1. Закон изменения угла поворота управляемых колес «переставка»

1	3	5	9	11	13	100
0	0,0125	0	-0,0125		0,0125	0

Табл. 2. Закон изменения угла поворота управляемых колес «по кругу»

1	3	100
0	0,025	0

Табл. 3. Закон изменения угла поворота управляемых колес «обгон»

1	2	4	6	8	9	36	37	39	41	43	44	100
0	0,025	0	-0,025	0	0,025	0	-0,025	0	0,025	0	-0,025	0

Имитационное моделирование проводилось на интервале времени до 110 с с различными значениями массогеометрических параметров по представленным выше траекториям движения. Результаты моделирования выводились на лист Excel в виде строк таблицы, содержащих численные значения моментов времени, обобщенные координаты, их скорости, а также боковые реакции опорной поверхности на движители автомобиля. На этот же лист выводились графики изменения во времени названных выше параметров движения. Один из фрагментов имитационного моделирования курсового движения трехосного автомобиля с управляемыми колесами переднего и заднего мостов по траектории «переставка» со скоростью 8 м/с представлен на рис. 2.

Результаты имитационного моделирования, приведенные на рис. 2, показали, что при заданных исходных данных автомобиль после совершения маневра отклонился от начального положения за 12,5 с на 49,9 м и проехал за 40 с 396 м. Движение на всем интервале времени устойчиво, т. к. значения бокового смещения и курсового угла автомобиля практически не изменялись и он продолжал равномерное прямолинейное движение до завершения времени моделирования. На протяжении всего времени моделирова-

ния 40 с модуль скорости движения центра масс автомобиля практически не изменялся и оставался равным 8 м/с.

На рис. 3 и 4 приведены фрагменты результатов имитационного моделирования курсового движения автомобиля соответственно по круговой траектории и траектории «обгон», определяемым заданными в табл. 2 и 3 законами скорости изменения угла поворота передних управляемых колес.

Вариант, представленный на рис. 3, а, демонстрирует устойчивое движение по кругу радиусом 28 м со скоростью 9 м/с. При этом автомобиль двигался устойчиво и совершил пять кругов.

При увеличении скорости движения до 10 м/с движение автомобиля происходит с меньшим радиусом (23,6 м), который с каждым совершенным кругом несколько уменьшается и в момент времени 103,283 с после совершения семи кругов движение становится неустойчивым, т. к. угол увода δ_z превысил предельное значение 15 град (рис. 3, б).

Анализ результатов моделирования, представленных на рис. 3, б, позволяет сделать вывод о том, что при заданном сочетании коэффициентов сопротивления боковому уводу шин с увеличением скорости движения авто-

мобиля, совершающего маневр «круговое движение», радиус траектории его движения уменьшается и при достижении некоторого критического значения дви-

жение становится неустойчивым. При этом значительно увеличиваются углы увода колес и, в первую очередь, задней оси.

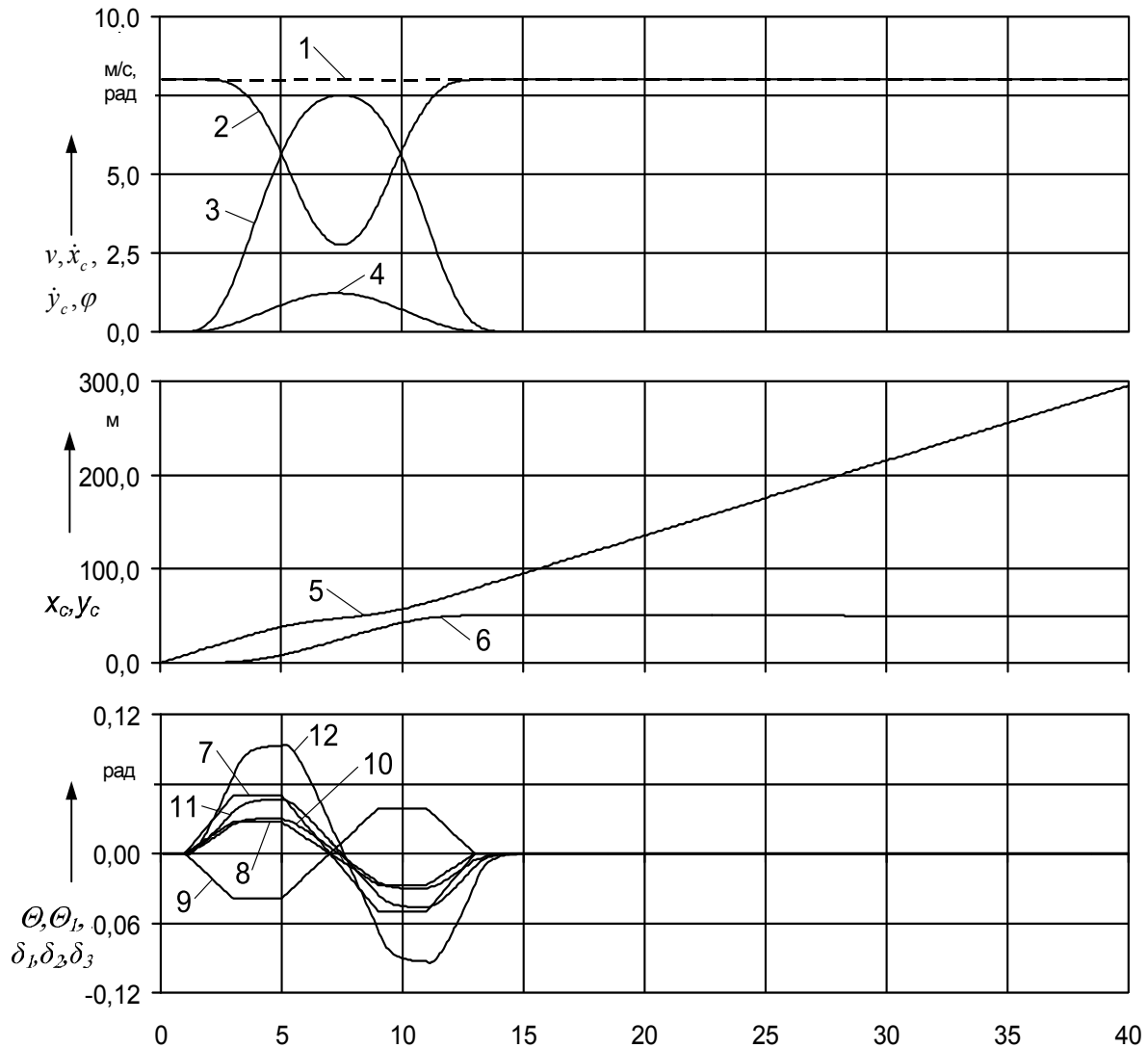


Рис. 2. Фрагмент варианта имитационного моделирования курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами по траектории «переставка»: 1 – модуль скорости движения автомобиля, м/с; 2, 3 – скорости перемещения центра масс автомобиля по осям OX и OY , м/с; 4 – курсовой угол, рад; 5, 6 – перемещения центра масс автомобиля по осям OX и OY , м; 7, 8, 9 – углы поворота управляемых колес: передней, средней и задней осей, рад; 10, 11, 12 – углы увода колес: передних, средней оси и задних, рад

Результаты моделирования, представленные на рис. 4, демонстрируют вариант имитационного моделирования режима движения автомобиля по траектории «обгон» с параметрами управления, приведенными в табл. 3. Данная диаграмма характеризует устойчивое движение автомобиля при совершении указан-

ного маневра со скоростью 10 м/с.

На рис. 5 приведен вариант моделирования процесса движения автомобиля по траектории «обгон» со скоростью 13,5 м/с, в котором отмечается нарушение устойчивости движения, выражающееся в отклонении его от заданной траектории.

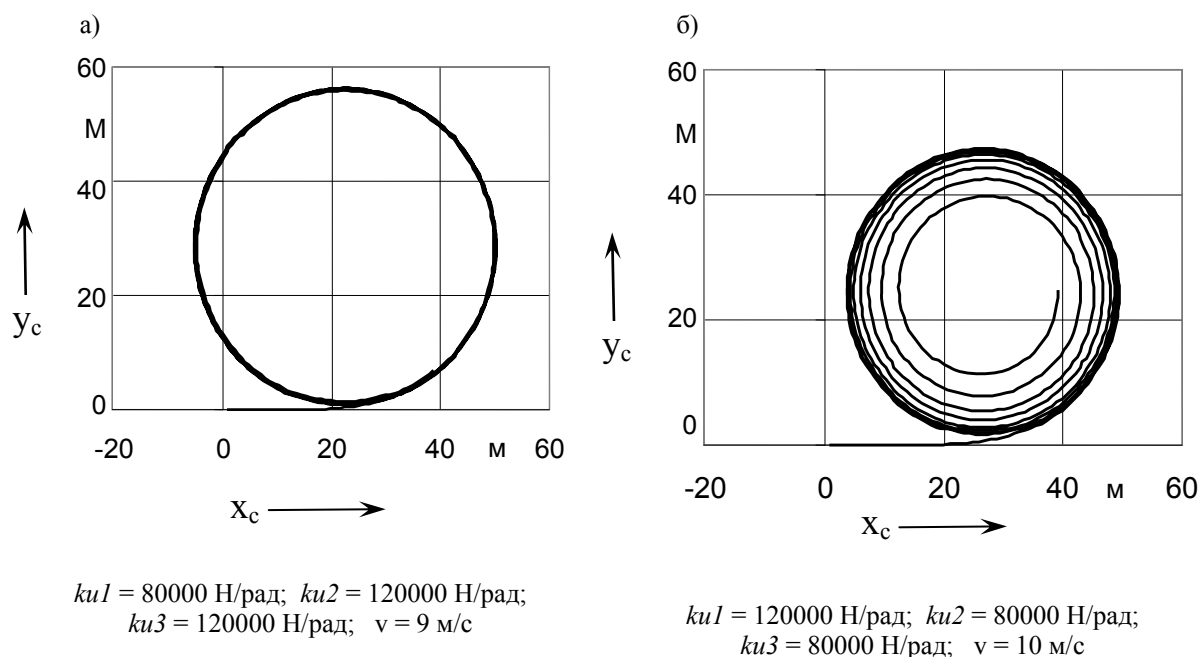


Рис. 3. Диаграммы перемещения центра масс автомобиля со всеми управляемыми колесами в координатах XOY при движении по круговой траектории

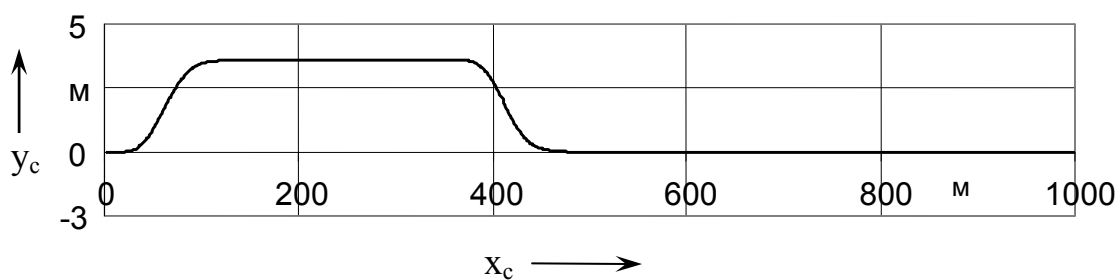


Рис. 4. Диаграмма перемещения центра масс автомобиля в координатах XOY при движении по траектории «обгон» со скоростью 7 м/с

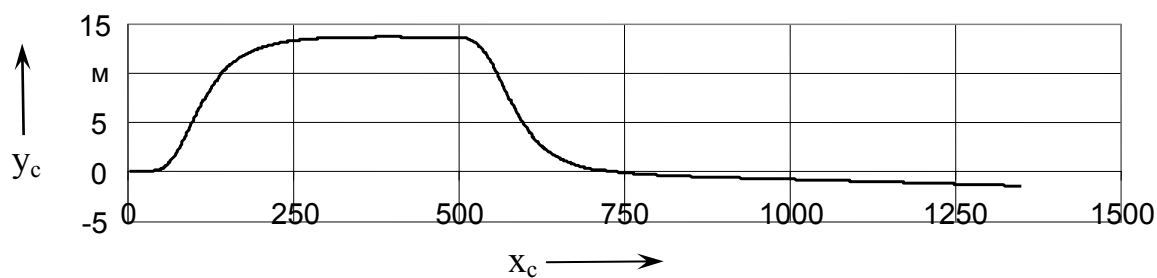


Рис. 5. Диаграмма перемещения центра масс автомобиля в координатах XOY при движении по траектории «обгон» со скоростью 13,5 м/с

Заключение

Таким образом, разработанные математическая модель и программное обеспечение имитационного моделирования курсового движения автомобиля могут быть использованы для проведения расчетных экспериментов и исследования курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами по основным траекториям движения: «смена полосы движения», «движение по кругу», «обгон» и «прямолинейное движение».

Проведенные расчетные эксперименты и полученные при этом результаты подтверждают работоспособность разработанных математического и программного обеспечения моделирования курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов, А. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1979. – 216 с. : ил.
2. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств : пер. с англ. / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 284 с. : ил.
3. Сазонов, И. С. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.
4. Ясюкович, Э. И. Влияние параметров установки управляемых колес на курсовую устойчивость трактора класса 14 кН : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 : защищена 15.10.82 : утв. 09.03.83 / Ясюкович Эдвард Игнатьевич. – Минск, 1982. – 235 с. : ил.
5. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с. : ил.
6. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с. : ил.
7. Имитационное моделирование курсового движения трехосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и средней осях / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 38–46.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 04.03.2009

E. I. Yasyukovich
Simulation of a rout motion of
a 3-axes vehicle with six wheels
control

A developed mathematical model, algorithm and software of simulation of a rout motion of 3-axes vehicle with six wheel control are given in the paper. The results of design studies, reflecting the vehicle behavior when moving on different trajectories are discussed.

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.791

**С. В. Богданов, С. К. Павлюк, д-р техн. наук, проф.,
И. М. Кузменко, канд. техн. наук, доц.**

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПОЗИТНЫХ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ БЫСТРОВОЗВОДИМЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ, МОНТИРУЕМЫХ СВАРКОЙ

Описаны новые конструктивные элементы железобетонных конструкций, сочетающих несущую металлическую оболочку, соединенную с арматурой и бетоном, определены рациональные области их практического использования для быстровозводимых зданий и сооружений.

Введение

При проектировании и возведении мостов, путепроводов, высотных зданий и сооружений гражданского и инженерного назначения широко используются железобетонные композитные материалы. Эти комплексные строительные материалы рационально объединяют для совместной работы в системе бетонный заполнитель и металлический компонент [1]. Широкое применение железобетонных композитных материалов является следствием их преимуществ перед другими материалами и способами, используемыми в строительстве: высокой несущей способности, большого разнообразия форм, простоты монтажа и масштабируемости, возможности изготовления конструкций с высоким уровнем заводской готовности [2].

В результате исследований, проведенных на кафедрах «Сопротивления материалов» и «Оборудование и технологии сварочного производства» Белорусско-Российского университета совместно с кафедрой «Мосты» Московского государственного технического университета путей сообщения и НИЦ «Мосты» ОАО ЦНИИС, был создан композитный несущий элемент строительных конструкций (КНЭСК), получены патенты Республики Беларусь и Российской Федерации [3, 4].

Этот элемент представляет собой композитную структуру, объединяющую бетон с металлом для совместной работы за счет подключения в систему металл-бетон наряду с одной – двумя разновидностями бетона, стержневой и листовой арматур еще и листового стального проката, который вместе с листовой арматурой может выполнять роль несъемной опалубки при изготовлении КНЭСК. Металлическая составляющая КНЭСК является сварной, неразъемной пространственной конструкцией (рис. 1).

Композитные несущие элементы строительных конструкций как основа быстровозводимых конструкций

Конструкции на основе КНЭСК решают некоторые эксплуатационные, производственные и монтажные задачи без дополнительных приспособлений и технологических приемов за счет отличия конструкции их армирующих элементов от классических железобетонных и обязательного наличия формообразующего листа [5], что может быть отнесено к их преимуществу над обычными железобетонными конструкциями. Выполняются такие, например, задачи, как обеспечение требуемой прочности и несущей способности, взрыво- и

пожароустойчивости, эксплуатации в агрессивных средах, разрушающих бетон, обеспечение герметичности конструкций и их соединений. Соотношения конст-

руктивных особенностей КНЭСК, их комбинаций и решаемых задач представлены в табл. 1.

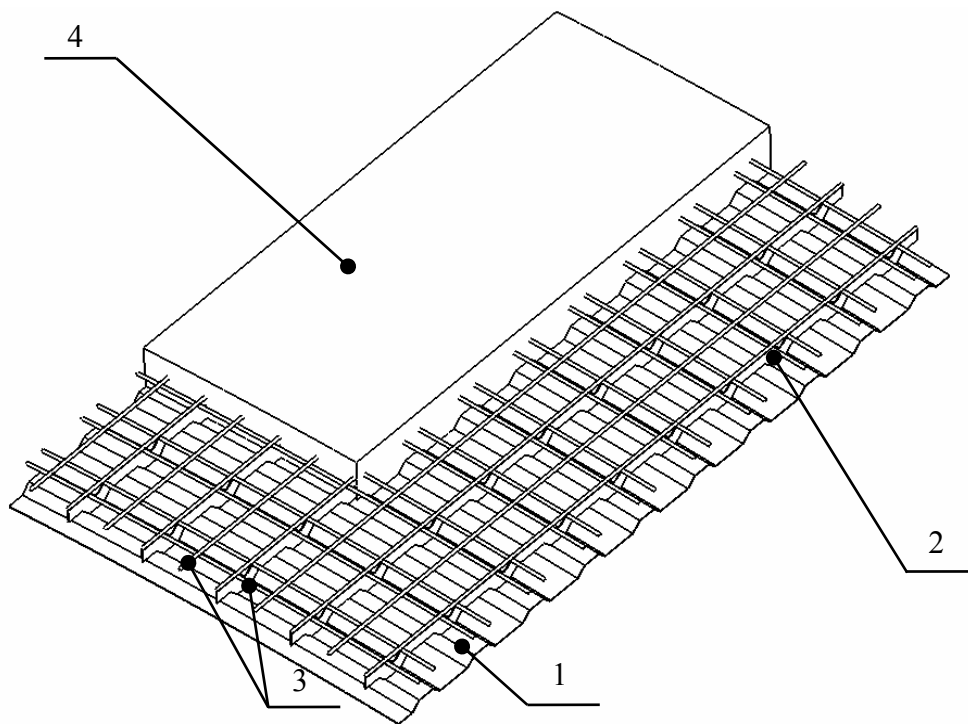


Рис. 1. Вариант исполнения секции из композитных несущих элементов для возведения большепролетных самонесущих перекрытий (часть бетонного заполнителя не показывается): 1 – формообразующий лист; 2 – листовая арматура; 3 – стержневая арматура; 4 – бетонный заполнитель

Существует широкое разнообразие конструктивных форм и исполнений КНЭСК для различных целей и конструкций. Используя КНЭСК в качестве базового, разрабатывают конструкции с требуемыми свойствами, например, с высокими показателями водонепроницаемости, сопротивления тепловым воздействиям, с повышенными адгезионными свойствами, радиационным экранированием, либо создают быстровозводимые конструкции со специфическими свойствами и т. д.

КНЭСК как базовые элементы для проектирования и возведения конструкций или укрупненных блоков конструкций с особыми свойствами и/или с высоким уровнем заводской готовности можно классифицировать по признакам ис-

полнения, формы и области применения. Широкий охват области применения обусловлен универсальностью используемого сочетания материалов и эффективностью их сочленения. Схема классификации представлена на рис. 2.

Согласно общепринятой классификации железобетонных конструкций [7] быстровозводимые железобетонные конструкции (конструкции с высоким уровнем заводской готовности и индустриализации) разделяют на два класса: сборные и сборно-монолитные. К сборными относятся конструкции, укрупненные элементы которых предварительно изготовлены на специализированных предприятиях, а на строительной площадке ведется только их сборка и монтаж, без последующего обмоноличивания стыков.

Табл. 1. Конструктивные особенности композитных несущих элементов и решаемые задачи

Конструктивная особенность	Решаемая задача
Использование формообразующего листа	Большое разнообразие конструктивных форм. Обеспечение эксплуатации в агрессивных средах, разрушающих бетон. Обеспечение герметичности соединений вплоть до вакуума. Исключение разброса фрагментов и мелких частиц хрупкого бетона при ударных и взрывных нагрузках с противоположной стороны от их действия. Исключение растрескивания и откалывания бетона, несущего взрывной характер при пожарах и воздействии высоких температур
Использование комбинации стержневой и листовой арматур	Обеспечение дополнительного сцепления бетонного заполнителя с металлическим компонентом
Использование комбинации формообразующего листа и листовой арматуры	Снижение трудоемкости и стоимости изготовления за счет использования стального листа и листовой арматуры в качестве несъемной опалубки. Снижение металлоемкости при обеспечении требуемой несущей способности по сравнению с металлическими конструкциями
Использование комбинации формообразующего листа, листовой и стержневой арматур совместно с бетонным заполнителем	Обеспечение высокой несущей способности при действии знакопеременных нагрузок [6]. Повышение устойчивости к потере несущей способности за счет исключения возможности деформирования металлической составляющей как тонкостенной пластины. Возможность обеспечения сплошности заполнителя в пределах базового элемента. Обеспечение большей взрыво- и пожароустойчивости по сравнению с традиционными железобетонными конструкциями. Обеспечение эксплуатации в агрессивных средах, разрушающих металл. Удобство, простота монтажа и масштабируемости базовых элементов при возведении конструкций с большими пролетами
Система из нескольких КНЭСК с монолитным бетонным заполнителем, изготовленная в заводских условиях и монтируемая посредством сварки без необходимости последующего бетонирования	Создание конструкций с требуемыми эксплуатационными и прочностными характеристиками. Отказ от мокрых технологий на монтаже. Создание конструкций с высоким уровнем заводской готовности. Сокращение сроков возведения конструкций. Высокий уровень индустриализации производства. Обширный спектр объектов применения

Применение сборного железобетона позволяет вести круглогодичное строительство с высокими темпами монтажа конструкций. Сборно-монолитные конструкции представляют собой экономически обоснованное сочетание сборных железобетонных конструкций из монолитного бетона со специальным армированием. Применение монолитного бетона позволяет восстановить неразрезность конструкции, этот класс сочетает в себе положительные свойства сборного и монолитного железобетона. К быстровозводимым конструкциям предъявляются следующие требования [8]:

- простота базирования и монтажа;
- отказ от мокрых технологий бето-

нирования на монтаже;

- способность работать под нагрузкой сразу же после монтажа;
- малый срок введения в эксплуатацию после монтажа;
- обеспечение монтажа в опасных для жизни условиях;
- высокий уровень автоматизации и механизации производства базовых элементов;
- соизмеримость размеров базовых элементов с условиями их транспортировки;
- низкая себестоимость;
- соблюдения баланса между простотой монтажа и себестоимостью конструкции.



Рис. 2. Конструкции композитных несущих элементов строительных конструкций

К КНЭСК как базовому элементу быстровозводимых железобетонных конструкций предъявляются следующие требования:

- технологичность и высокий уровень индустриализации при изготовлении, транспортировке и монтаже в конкретных условиях;
- обеспечение наименьшего ущерба монолитности (неразрезности) бетонного заполнителя;
- простота сборки, используемых монтажных приспособлений и операций;
- наименьший объем монтажных сварочных операций и минимальная трудоемкость замоноличивания стыков;
- обеспечение герметичности монтажных сварных соединений и самих конструкций;
- обширный перечень других техноло-

гических и эксплуатационных требований, зависящих от специфики объекта.

Быстровозводимые железобетонные конструкции с КНЭСК, выступающим в качестве базового, обладают рядом преимуществ:

- гарантированное качество конструкций, изготовленных и собранных в заводских условиях;
- возможность создания сложных архитектурных форм без усложнения технологии производства;
- простота и удобство сборки и монтажа с использованием простых и надежных приспособлений;
- снижение трудоемкости монтажа;
- сборные конструкции из КНЭСК лишены, а сборно-монолитные имеют минимум основных недостатков монолитных конструкций [7] (сезонность

проводимых работ, использование трудоемких и дорогостоящих опалубок и подмостей, большая продолжительность сроков строительства, определяемая длительностью твердения бетонных заполнителей в естественных условиях, низкая индустриализация строительства, объясняющаяся особенностями приготовления бетонной смеси и ее транспортировки, а также особенностями укладки, распалубки и т. д.);

- возможность автоматизации процесса производства металлических составляющих КНЭСК;

- протяженность монтажных сварных швов сведена к минимуму, процесс монтажа упрощен.

Отрицательными аспектами использования КНЭСК как базового для быстровозводимых сооружений будут:

- необходимость поиска баланса между простотой сборки и сопряженным с ней усложнением технологического процесса;

- дополнительные затраты на транспортировку, вызванные большими габаритами перевозимых элементов;

- необходимость разработки простых в исполнении и надежных в эксплуатации креплений на монтаже и средств базирования.

Каждому из объектов, выполненному с использованием КНЭСК, соответствуют свои типы сварных монтажных краевых соединений, которые в зависимости от объекта и способа возведения (обычные, быстровозводимые) имеют конструктивные особенности. Некоторые объекты: станины станков, волноломы, сейфы, фундаментные плиты, памятники – являются завершенными изделиями и в монтаже при помощи сварки не нуждаются. На рис. 3 приведен вариант исполнения краевого монтажного стыкового сварного соединения для соединения двух базовых элементов.

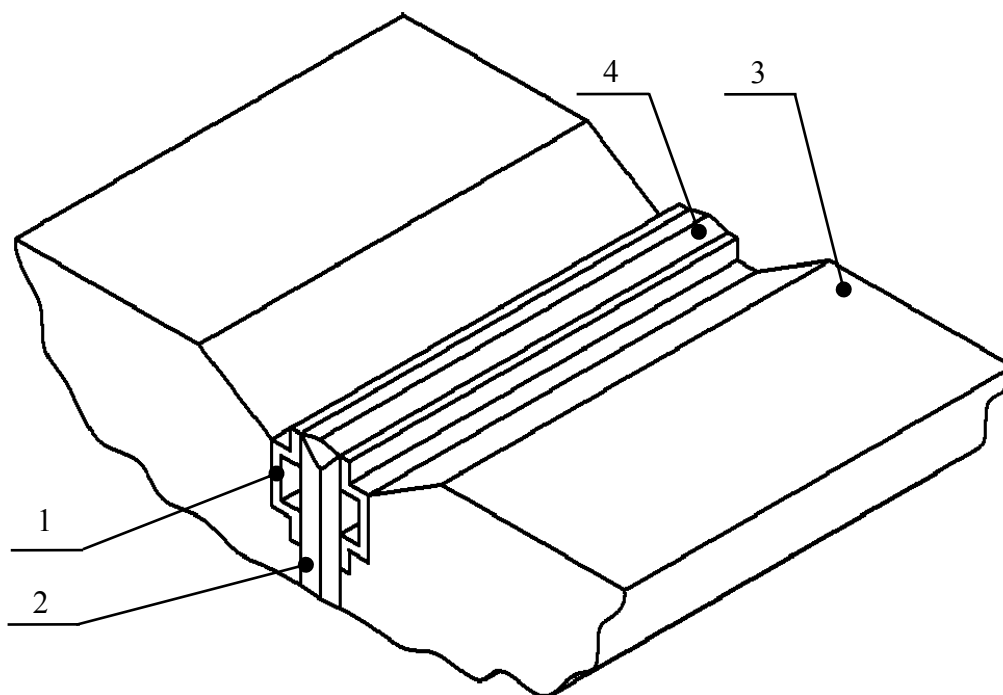


Рис. 3. Вариант исполнения краевого монтажного стыкового сварного соединения с отбортовкой формообразующих листов: 1 – защитная пластина; 2 – формообразующий лист; 3 – бетонный заполнитель; 4 – сварной шов

Сварные монтажные соединения должны удовлетворять требованиям прочности, обеспечивать максимально возможную монолитность бетонного компонента исходя из условий совместной работы металла и бетона в пределах температур до 150 °С, обеспечивать герметичность, иметь высокую коррозионную стойкость, быть унифицированными, обеспечивать сварку в удобных пространственных положениях, позволять соединять базовые элементы под острыми и тупыми углами.

Использование КНЭСК для быстровозводимых конструкций

Перспективным направлением использования КНЭСК для быстровозводимых сооружений являются вертикальные цилиндрические резервуары и газгольдеры [9] с плоским днищем, сферической, конической либо разрезной крышами объ-

емом до 100 тыс. м³ для хранения агрессивных нефтепродуктов или легковоспламеняющихся жидкостей и газов. Для быстрого возведения стен резервуаров целесообразно использовать базовые элементы из КНЭСК либо сегменты, созданные из них. Величина сегмента обуславливается только грузоподъемностью оборудования для монтажа, транспортировки и изготовления секций, габаритными ограничениями производственного помещения и ожидаемого маршрута транспортировки. Использование крупногабаритных базовых элементов упрощает монтаж и избавляет от необходимости сварки листов большой толщины. Основная часть сварочных работ при возведении проводится только с внутренней стороны резервуара. Базовый элемент из КНЭСК для стен представлен на рис. 4.

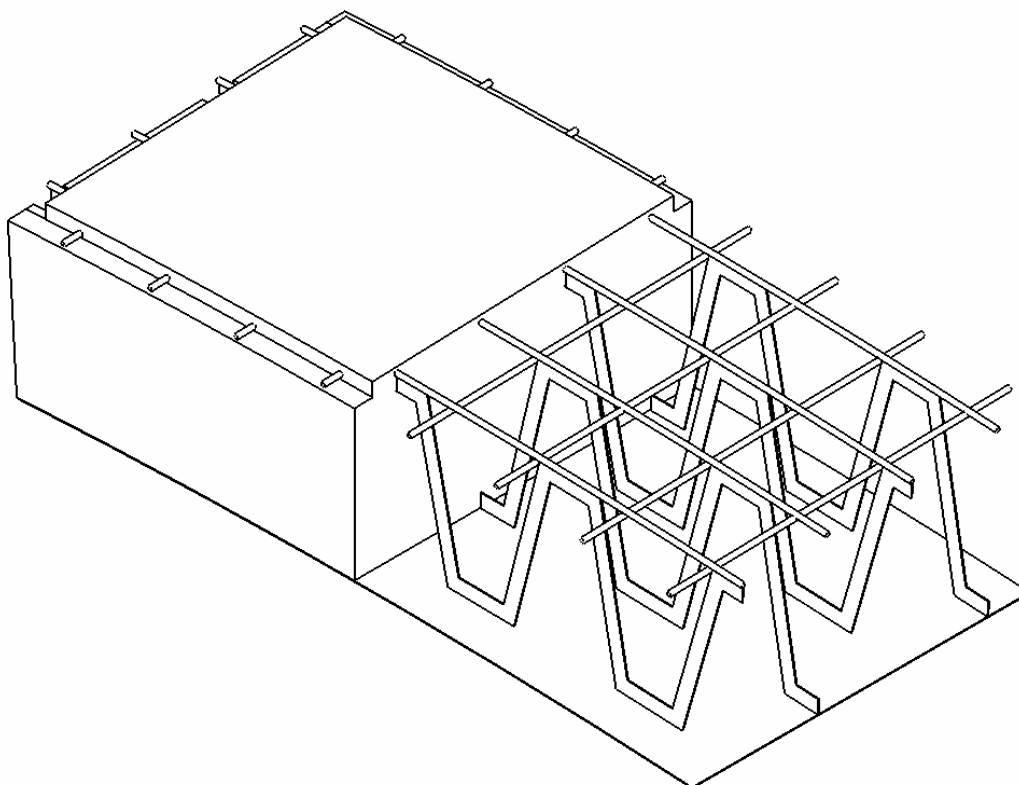


Рис. 4. Базовый элемент для стен вертикальных цилиндрических резервуаров из КНЭСК (часть бетонного заполнителя не показана)

Стены резервуаров, возведенные из КНЭСК, обладают повышенной пожаро- и взрывоустойчивостью. Бетонный заполнитель обеспечивает надежную защиту металлического компонента от агрессивного воздействия атмосферы или изменений погодных условий, а формообразующий лист обеспечивает герметичность и позволяет эксплуатировать резервуар в агрессивных средах, разрушающих бетон. Вследствие использования КНЭСК

снижена металлоемкость по сравнению с резервуарами других типов.

Использование КНЭСК также облегчает сооружение быстровозводимых антирадиационных и защитных укрытий, обеспечивающих защиту монтирующего персонала от опасного радиационного воздействия и минимально возможную протяженность сварных швов и объем монтажных операций (рис. 5).

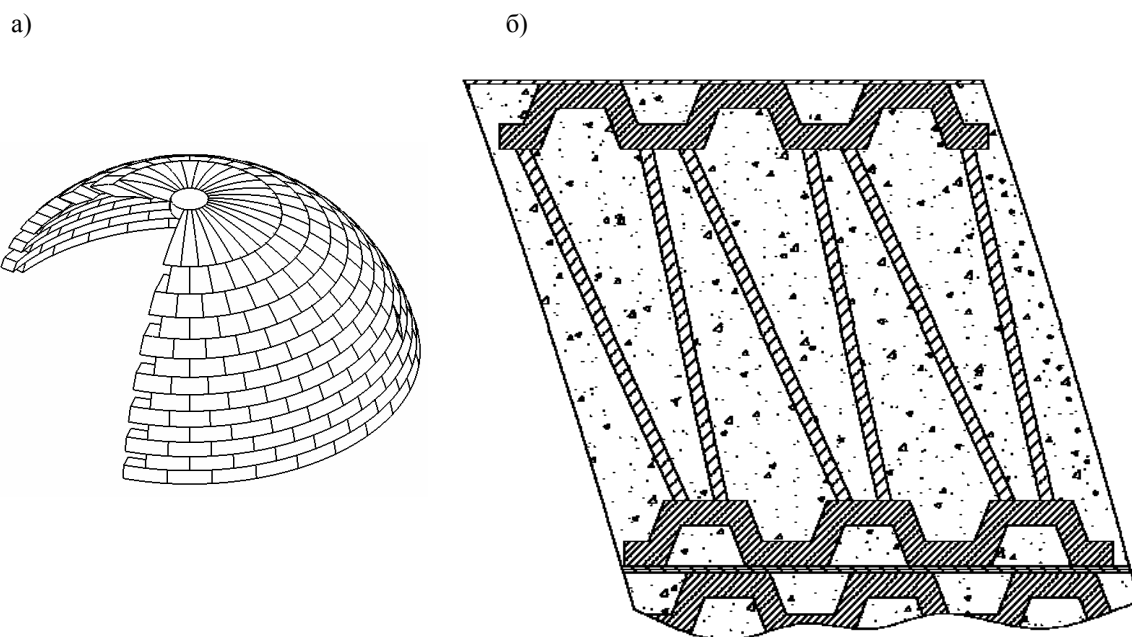


Рис. 5. Антирадиационное укрытие из КНЭСК и базовый элемент нижнего пояса: а – общий вид антирадиационного укрытия с вырезом в 1/4; б – разрез одного из блоков вдоль ребристых упрочняющих элементов

Понижение радиационной проницаемости обеспечивается бетонной составляющей с добавками соединений бора, кадмия, лития, имеющих высокую степень поглощения радиационного излучения. При выборе добавок избегают солей, которые при радиационном облучении значительно ускорят коррозию металлического компонента [10]. Обеспечение герметичности сварных монтажных соединений, а следовательно и всей конструкции, также положительно скажется на эффективности укрытия.

КНЭСК обладает большим, однако не полностью используемым и изучен-

ным потенциалом, для создания быстровозводимых конструкций различного назначения. При этом соблюдаются все требования, предъявляемые к конструкциям, а также имеется значительный запас по их усовершенствованию.

Выводы

1. Существует обширная область рационального использования КНЭСК, определенная тем, что часть металлического компонента используется в качестве несущей тонкостенной оболочки, способной выполнять функции несъем-

ной опалубки, допускающей получение сложных архитектурных форм для объектов с различными эксплуатационными и прочностными свойствами.

2. Конструкции из КНЭСК имеют свойства, отличающиеся от свойств конструкций из традиционного монолитного, сборно-монолитного и сборного железобетона:

- высокая коррозионная стойкость, определяемая свойствами металлической оболочки и бетонного заполнителя, и способность работать в агрессивных средах, разрушающих бетоны;
- герметичность по отношению к жидкостям и газам вплоть до вакуумной плотности, определяемой герметичностью сварных соединений;
- соединение монтажных блоков из КНЭСК в конструкции посредством сварки на основе соединений, включающих деструкцию бетонного компонента при деформировании от теплового расширения, вызванного тепловым воздействием во время цикла сварки, без использования мокрых технологий на монтаже.

3. Положительный опыт использования КНЭСК при строительстве мостов и путепроводов в РБ и продажа лицензии на дальнейшее использование в строительстве свидетельствует о практической потребности в решениях, использующих КНЭСК разработанных вариантов. Необходимо продолжение работ по исследованию быстровозводимых конструкций сооружений, содержащих КНЭСК, по созданию руководящих технологических материалов по проектированию, изготовле-

нию и монтажу конструкций из КНЭСК и разработка краевых монтажных узлов, соединяемых сваркой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пецольт, Т. М.** Железобетонные конструкции. Основы теории, расчета и конструирования / Т. М. Пецольт, В. В. Тур. – Брест : БГТУ, 2003. – 379 с. : ил.
2. **Байков, В. Н.** Проектирование железобетонных тонкостенных пространственных конструкций / В. Н. Байков, Э. Хампе, Э. Рауэ. – М. : Стройиздат, 1990. – 323 с. : ил.
3. **Пат. 4082 РБ, МПК7 Е 04 С 2/28.** Композитный несущий элемент строительных конструкций / В. М. Фридкин [и др.] ; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. – № 970421 ; заявл. 29.07.97 ; опубл. 19.04.01, Бюл. № 3. – 3 с. : ил.
4. **Пат. 2181406 РФ, МПК7 Е 01 Д 12/00, Е 04 С 2/24.** Композитный несущий элемент строительных конструкций / В. М. Фридкин [и др.] ; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. – № 97121947 ; заявл. 29.07.97 ; опубл. 20.04.02, Бюл. № 11. – 6 с. : ил.
5. **Фридкин, В. М.** Принципы формообразования в теории линейно-протяженных конструкций / В. М. Фридкин. – М. : Лада, 2006. – 512 с. : ил.
6. **Карпенко, Н. И.** Общие модели механики железобетона / Н. И. Карпенко. – М. : Стройиздат, 1996. – 416 с. : ил.
7. **Бондаренко, В. М.** Железобетонные и каменные конструкции / В. М. Бондаренко, Д. Г. Суворкин. – М. : Высш. шк., 1987. – 384 с. : ил.
8. **СНБ 5.03.01-02** Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск : Стройтехнорм, 2003. – 139 с. : ил.
9. **Николаев, Г. А.** Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Высш. шк., 1971. – 760 с. : ил.
10. **СНиП 3.03.01-87.** Несущие и ограждающие конструкции / Госстрой СССР. – М. : АПП ЦИСК, 1991. – 192 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 12.02.2009

S. V. Bogdanov, S. K. Pavluk, I. M. Kuzmenko
Usage of composite bearing elements for fast erected building structures assembled by welding

New structural components of ferroconcrete constructions combining a bearing steel shell joined with the carcass and concrete are described in the paper. Also, rational areas of their practical application in fast erected buildings and structures are determined.

УДК 621.791.763.1

С. Н. Емельянов, В. П. Березиенко, д-р техн. наук, проф., А. О. Коротеев

ТОЧЕЧНАЯ СВАРКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕДНОЙ ФОЛЬГИ ДЛЯ СОХРАНЕНИЯ ЦИНКОВОГО ПОКРЫТИЯ

Изучено влияние основных параметров режима контактной точечной сварки с применением медной фольги на коррозионную стойкость сварных соединений сталей с цинковым покрытием. Предложены формулы и номограмма для выбора толщины медной фольги в зависимости от толщины слоя цинка.

Введение

При контактной точечной сварке сталей с цинковым покрытием существенным недостатком является разрушение его в местах постановки точек и связанное с ним снижение коррозионной стойкости соединения.

В процессе сварки цинковое покрытие расплавляется и выдавливается из зоны контакта электрод-деталь. Выдавленное покрытие собирается на периферии контактной поверхности электродов, что приводит к ее увеличению, снижению плотности тока и быстрому износу электродов.

До настоящего времени исследователи не уделяли должного внимания вопросу сохранения цинкового покрытия. Для восстановления коррозионной стойкости материала в зоне контакта электрод-деталь, как правило, применяются дополнительные операции с целью повторного нанесения защитного покрытия.

Применение медной фольги или проволоки в качестве промежуточного электрода при точечной и шовной сварке сталей с легкоплавкими покрытиями рекомендовано для повышения стойкости сварочных электродов [1, 2]. Медная проволока (фольга) при сварке непрерывно протягивается между электродами и свариваемыми деталями. Это приводит к постоянному обновлению рабочей поверхности фольги и уменьшает разрушение цинкового покрытия. Авторы указанных работ не рассматривают вопрос полного сохранения покрытия и не дают рекоменда-

ций по выбору марки медной фольги и ее толщины.

В технической литературе нет сведений о параметрах режима сварки и влиянии промежуточного электрода (фольги) на коррозионную стойкость сварных соединений оцинкованных сталей. Не исследованы также процессы, протекающие в зоне контакта фольги и цинкового покрытия.

Методика исследований

Для изучения указанных проблем были проведены эксперименты с использованием разработанной нами методики регистрации параметров процесса сварки с применением медной фольги в качестве промежуточного электрода.

Схема регистрации электрических параметров при проведении экспериментов по сварке сталей с двусторонним цинковым покрытием приведена на рис. 1.

В экспериментах использовалась медная фольга толщиной 50, 100, 200 мкм из высокоэлектропроводной меди М1.

В процессе проведения экспериментов непосредственно измерялись падения напряжения на участках электрод-электрод и электрод-деталь. Косвенным образом регистрировалась величина сварочного тока посредством использования тарированного датчика тока, основанного на эффекте Холла (ДТПХ-32000). Частью экспериментальной установки являлось устройство, позволявшее осуществлять запись и обработку электрических параметров процесса сварки.

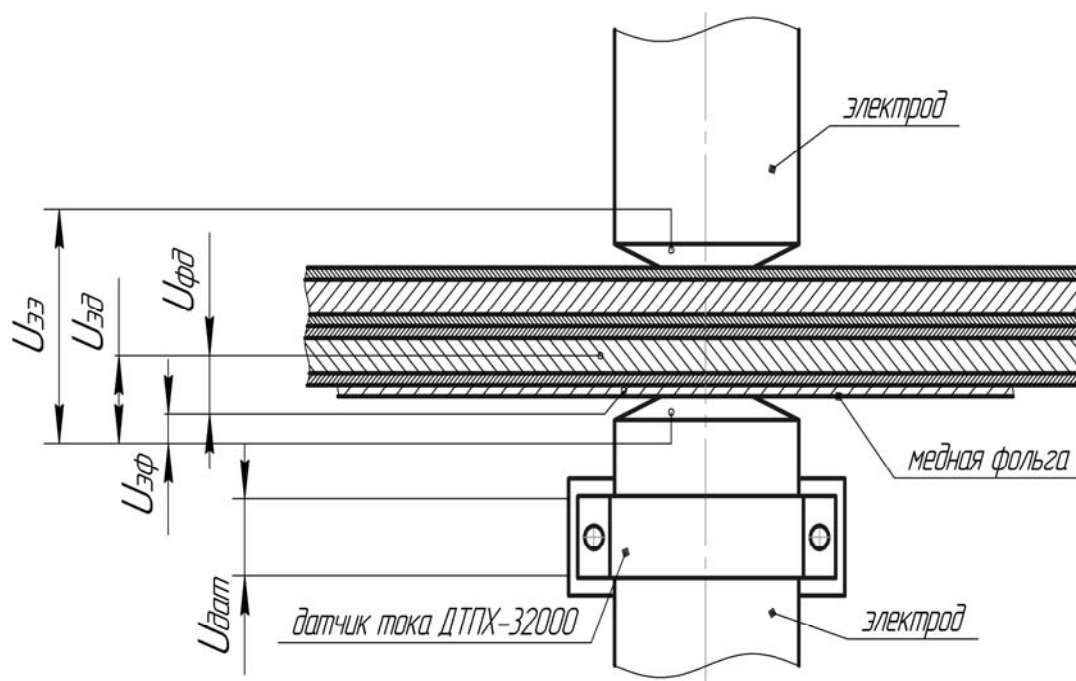


Рис. 1. Схема регистрации электрических параметров процесса сварки: $U_{ээ}$ – падение напряжения на участке электрод–электрод; $U_{эд}$ – падение напряжения на участке электрод–деталь; $U_{эф}$ – падение напряжения на участке электрод–фольга; $U_{фд}$ – падение напряжения на участке фольга–деталь; $U_{дат}$ – падение напряжения на датчике тока ДТТХ-32000

Графики изменения сопротивлений $R_{фд}$ и падений напряжений между фольгой и деталью $U_{фд}$ в процессе протекания сварочного тока представлены на рис. 2 и 3 соответственно.

Анализ приведенных графиков показывает, что уменьшение толщины фольги приводит к снижению сопротивления в зоне фольга–деталь $R_{фд}$ (см. рис. 2).

Падения напряжения в зоне контакта фольга–деталь $U_{фд}$ при применении медной фольги толщиной 50 мкм для сталей с покрытием толщиной от 20 до 50 мкм и фольги толщиной 100 мкм для сталей с покрытием толщиной 50 мкм не превышают значение 0,06 В к концу процесса сварки, что меньше напряжений размягчения U_p цинка и меди, которые составляют соответственно 0,1 и 0,12 В [3]. В этих образцах цинковое покрытие сохранялось, а в остальных случаях (рис. 3, кривые 1 и 2) наблюдалось схватывание медной фольги с цин-

ковым покрытием, приводившее к разрушению.

Для выбора физико-механических параметров и геометрических размеров фольги нами использованы рекомендации [1] по свариваемости разноименных материалов с учетом использования условного безразмерного коэффициента свариваемости $k_{св}$. Эти рекомендации были уточнены с учетом результатов проведенных экспериментов для исключения разрушения цинкового покрытия.

Коэффициенты свариваемости для фольги $k_{св.ф}$ и покрытия $k_{св.п}$ определяются по формулам:

$$k_{св.ф} = k_{\lambda,р} - 0,1(\delta_{ф}/\delta_n + T_{пл.ф}/T_{пл.п}); \quad (1)$$

$$k_{св.п} = k_{\lambda,р} - 0,1(\delta_n/\delta_{ф} + T_{пл.п}/T_{пл.ф}), \quad (2)$$

где $\delta_{ф}$ – толщина фольги; δ_n – толщина слоя покрытия; $T_{пл.ф}$ – температура плавления материала фольги; $T_{пл.п}$ – температура плавления материала покрытия;

$k_{\lambda, \rho}$ – коэффициент, зависящий от свойств свариваемых материалов:

$$k_{\lambda, \rho} = 0,0024\lambda + 10^{-8}\rho, \quad (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – удельное электросопротивление, Ом·м.

С целью недопущения свариваемости фольги и покрытия разница в коэффициентах $k_{св}$ для фольги и покрытия должна удовлетворять уравнению

$$k_{св.ф.} - k_{св.п.} > 0,3. \quad (4)$$

Уравнения (1)–(4) могут быть использованы для выбора марки и толщины фольги при сварке деталей с легкоплавкими покрытиями.

Номограмма для выбора толщины отожженной фольги из меди марки М1 в зависимости от толщины слоя цинка приведена на рис. 4.

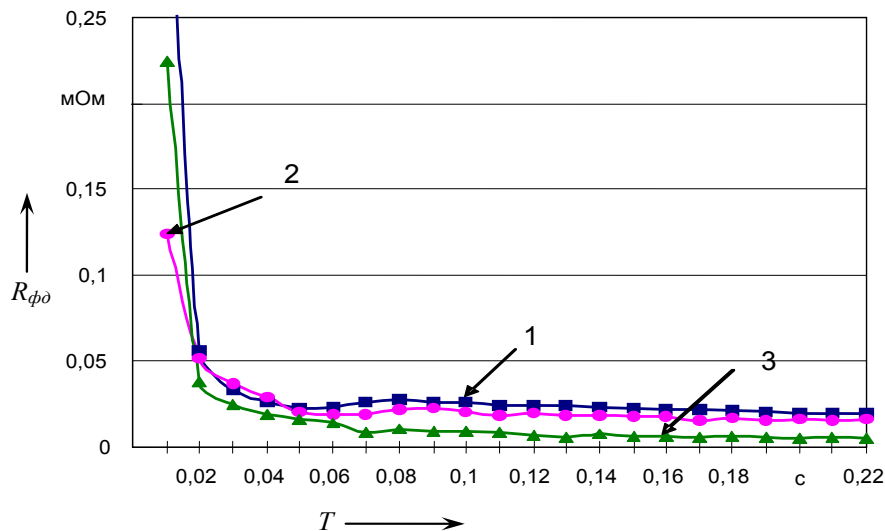


Рис. 2. Изменение сопротивлений фольга–деталь $R_{фд}$ в процессе сварки: 1 – толщина фольги 200 мкм; 2 – толщина фольги 100 мкм; 3 – толщина фольги 50 мкм (время протекания сварочного тока – 0,22 с)

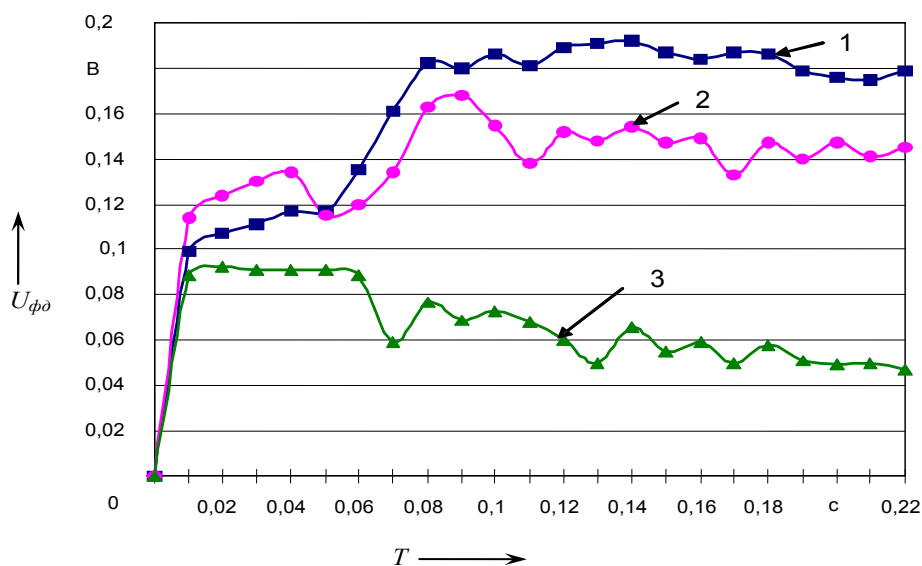


Рис. 3. Изменение падений напряжений фольга–деталь $U_{фд}$ в процессе сварки: 1 – толщина фольги 200 мкм; 2 – толщина фольги 100 мкм; 3 – толщина фольги 50 мкм (время протекания сварочного тока – 0,22 с)

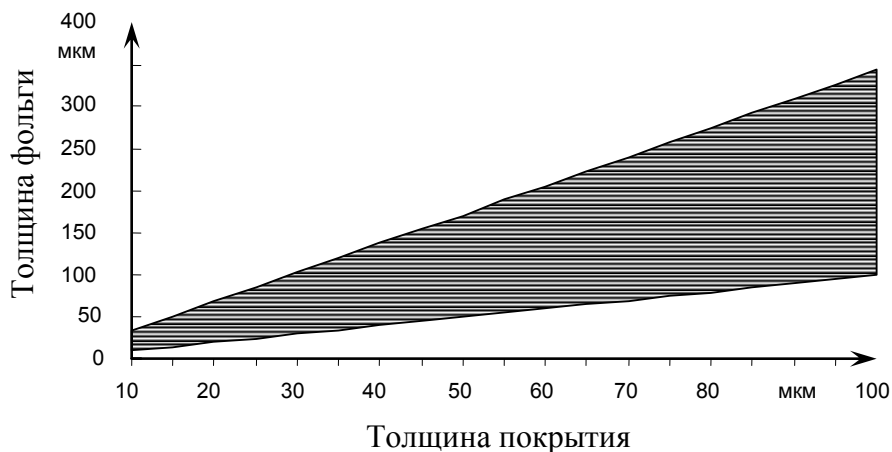


Рис. 4. Номограмма для выбора толщины фольги из меди М1

Минимальная толщина фольги определяется ее прочностными свойствами и характеристиками используемых протяжных устройств.

По результатам моделирования процесса сварки и экспериментов определены параметры режима сварки с использованием медной фольги, обеспечивающие сохранение цинкового покрытия.

Анализ проведенных коррозионных испытаний, проведенных в соответствии с ГОСТ 9308-85 и ГОСТ 9905-82, подтвердил достаточную коррозионную стойкость точечных сварных соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технология и оборудование контактной сварки : учебник / Б. Д. Орлов [и др.] ; под общ. ред. Б. Д. Орлова. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с. : ил.
2. Слиозберг, С. К. Электроды для контактной точечной сварки / С. К. Слиозберг, П. Л. Чулошников. – Л. : Машиностроение, 1972. – 96 с.
3. Хольм, Р. Электрические контакты / Р. Хольм. – М. : Изд-во иностранной лит-ры, 1961. – 464 с.
4. ГОСТ 9905-82. Методы коррозионных испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1982.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 25.04.2009

S. N. Yemelyanov, V. P. Berezenko,
A. O. Koroteyev
**Spot welding with the application of copper
foil for the preservation of zink coating**

The paper with the influence of key parameters of resistance spot welding with the application of copper foil on the corrosion resistance properties of welded joints of steels with zinc coating. The paper gives formulas and nomograms for the selection of copper foil thickness depending on the zinc layer thickness.

УДК 621.744.532.546

В. М. Карпенко, канд. техн. наук, доц.**РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И МЕХАНИЗМ УПЛОТНЕНИЯ ФОРМОВОЧНЫХ СМЕСЕЙ В ВОЗДУШНО-ИМПУЛЬСНЫХ ФОРМОВОЧНЫХ МАШИНАХ**

В статье проанализированы принцип воздушно-импульсного процесса уплотнения формовочных смесей и характер распределения плотности песчано-глинистой смеси по объему формы. При импульсном воздействии на формовочную смесь потоком воздуха в ней возникают напряжения. Изменение этих напряжений по высоте опоки зависит от перепада давления, воздействующего на смесь воздуха (статическая составляющая); силы вязкого взаимодействия смеси и фильтрующегося через ее поры воздуха; сил инерции смеси; сил внешнего трения. В статье приведена реологическая модель формовочной смеси при импульсных методах уплотнения и обоснована математическая модель рабочего процесса в воздушно-импульсной головке.

Введение

В последнее десятилетие широкое распространение получили импульсные формовочные машины. По сравнению с широкоизвестным встряхивающе-прессовым методом импульсное уплотнение обеспечивает получение чрезвычайно сложных форм, в том числе с глубокими карманами в оснастке, минимальными расстояниями между моделями, а также между моделями и стенками опоки. Это позволяет не только улучшить геометрическую точность отливок, но и существенно снизить припуски на механическую обработку.

В настоящее время в промышленности применяются воздушно-импульсные (ВИФ) и – реже – газоимпульсные (ГИФ) формовочные установки. Воздушно-импульсные формовочные установки подразделяются на два типа: ВИФ высокого давления (5–8 МПа) и ВИФ низкого давления (0,5–0,6 МПа).

Воздушно импульсные формовочные установки высокого давления широкого распространения не получили по ряду причин (в частности, эти установки требуют специального компрессора высокого давления, имеют уровень шума выше допустимых норм, а также наличие вент в модельной оснастке).

Воздушно импульсные формовочные установки низкого давления лишены этих недостатков. Поэтому далее рассматрива-

ются именно такие установки.

Основной целью исследования являлось изучение рабочего процесса и механизма уплотнения формовочных смесей в воздушно-импульсных формовочных машинах, в ходе которого были установлены факторы, влияющие на напряжения в формовочной смеси, на длительность импульса в различных импульсных установках, на силу инерции смеси как основного фактора уплотняющего воздействия.

Принцип импульсного уплотнения и характер распределения плотности смеси по объему формы

Принцип воздушно-импульсного процесса уплотнения формовочной смеси (рис. 1): при открытии клапана 2 поток сжатого воздуха из ресивера 1 через отверстие 3, подклапанную полость 4 мгновенно воздействует на смесь 5, находящуюся в наполнительной рамке 6 и опоке 7, разгоняет ее по направлению к модели 8 и модельной плите 9, где смесь резко тормозится и под действием сил инерции уплотняется. Отработанный сжатый воздух через специальный клапан сброса давления или через венты в модельной оснастке, а частично через неплотности соединений оснастки и машины, уходит в атмосферу. За время импульса ($t_u = 0,01–0,02$ с) смесь уплотняется до технологически необходимой плотности ($\delta = 1,45–1,65$ г/см³) и твер-

дости ($T = 80\text{--}90$ ед.).

На рис. 1 показана схема воздушно-импульсной установки низкого давления ВИФ/НД. Ресивер 1 имеет значительно больший объем по отношению к объему уплотняемой смеси (в 3–4 раза), а давление воздуха в ресивере составляет 0,5–0,6 МПа. Воздушно-импульсная

установка высокого давления ВИФ/ВД по самой сути не отличается от установок низкого давления. Но объем ресивера у последних меньше или равен объему уплотняемой смеси, а давление, как уже отмечалось выше, составляет 5–6 МПа.

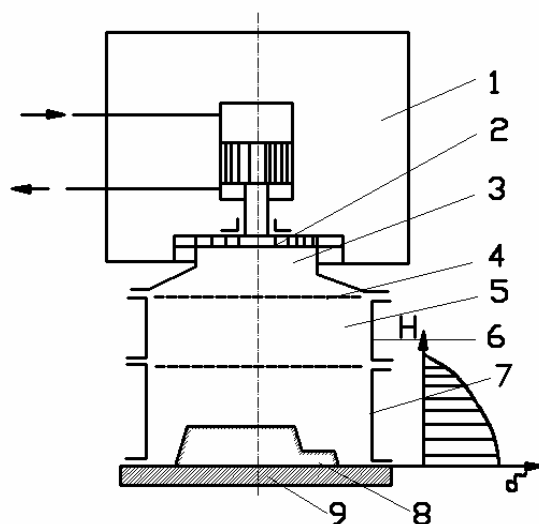


Рис. 1. Схема воздушно-импульсного процесса

За счет быстродействия привода клапана длительность импульса в установках ВИФ/НД $t_u = 0,01\text{--}0,02$ с, а в установках ВИФ/ВД $t_u = 0,1\text{--}0,2$ с. Поскольку в ВИФ/ВД давление очень высокое, то при открытии клапана в смеси от воздействия потока воздуха образуется кратер. Чтобы избежать образования кратера, над смесью устанавливают рассекающий (плита с множеством перфорированных отверстий).

Эпюра распределения плотности по высоте опоки показана на рис. 1: внизу по ладу – максимальная плотность, верхний слой – неуплотненный; обычно этот слой ($\Delta = 20\text{--}50$ мм) либо срезают, либо допрессовывают.

Распределение плотности по объему формы также неравномерное: в карманах оснастки плотность ниже, чем в надмодельной области. Однако эта

неравномерность существенно ниже при импульсном уплотнении, чем при других способах формовки.

Как средняя плотность, так и неравномерность плотности по объему формы зависят от величины градиента давления dp/dt , воздействующего на смесь.

В общем случае при импульсном воздействии на формовочную смесь потоком воздуха в ней возникают напряжения. Изменение этих напряжений по высоте опоки зависит от перепада давления, воздействующего на смесь воздуха (статическая составляющая); силы вязкого взаимодействия смеси и фильтрующегося через ее поры воздуха; сил инерции смеси; сил внешнего трения.

Зависимость напряжений от этих сил в элементарном слое dy выражается уравнением [4]

$$\frac{d\sigma}{dy} = -(1-m) \cdot \frac{dp}{dy - \rho \cdot m \cdot R_\phi} - (a-g) \cdot \delta - \xi \cdot f \cdot \frac{P_0}{F_0} \cdot \sigma, \quad (1)$$

где σ – сжимающее напряжение в смеси; m – пористость смеси; p – давление воздуха, действующее на слой смеси; ρ – плотность воздуха; R_ϕ – сила взаимодействия смеси с потоком фильтрующегося воздуха; a – ускорение сил инерции смеси; g – ускорение силы тяжести; δ – текущее значение плотности смеси; f – коэффициент внешнего трения; ξ – коэффициент бокового давления; P_0, F_0 – периметр и площадь опои соответственно.

Влияние первого и второго члена уравнения существенно для работы воздушно-импульсных установок высокого давления. Второй член характеризует силы инерции и имеет существенное влияние в установках низкого давления. Третий член уравнения характеризует силу внутреннего трения.

Параметр dp/dt в импульсных машинах является определяющим, так как чем больше dp/dt , тем выше скорость и ускорение движения смеси, тем выше сила инерции и плотность смеси.

Значение этого параметра в современных импульсных установках низкого воздушного давления колеблется в пределах от 60–100 до 150–200 МПа.

Длительность импульса t_u в различных импульсных установках сокращают по-разному. Первый путь – повышение быстродействия привода клапана, второй – увеличение суммарной площади выпускных отверстий. Возможно применение этих двух способов вместе. Чем больше площадь сечения выпускных отверстий и меньше время срабатывания клапана, тем t_u меньше и эффективность процесса уплотнения выше.

Таким образом, параметр dp/dt зависит от конструктивных параметров

машины и давления воздуха в ресивере.

Сила инерции смеси – основным фактор уплотняющего воздействия. Она прямо пропорциональна величине градиента давления dp/dt . Градиент давления является суммарным конструктивно-технологическим фактором, поскольку на его величину влияют несколько других конструктивно-технологических факторов; объем ресивера, давление сжатого воздуха в ресивере, объем подклапанной полости (полость, находящаяся между смесью и днищем ресивера), площадь выпускного отверстия клапана и время открытия клапана.

Из рис. 2 видно, что при увеличении длительности импульса всего лишь на 0,005 с (кривая 1) до 0,01 с (кривая 2) градиент давления уменьшается более чем в 2 раза [1–3].

Реологическая модель формовочной смеси при импульсных методах уплотнения

Механизм уплотнения смеси при импульсных методах формообразования существенно отличается от уплотнения статическими методами [5–8]. Импульсное уплотнение сжатым воздухом или продуктами сгорания горючих газов происходит следующим образом.

Передний фронт волны сжатия, проникая в смесь, последовательно, слой за слоем, разрушает первоначальную структуру. Происходит разрыв когезионных связей между частицами смеси, образующими объемную вязкость. Скорость деформации настолько велика, что вязкие оболочки связующего ведут себя практически как твердые тела. Структурный воздух, заключенный в смеси, сжимается непосредственно волной сжатия. Таким образом, сопротивление уплотнению оказывает лишь тело H_0 , характеризующее кулоново трение в смеси при объемном уплотнении. По окончании процесса активного уплотнения связи частиц смеси вновь восстанавливаются. Исходя из этих представлений может быть пред-

ложена реологическая модель при импульсном уплотнении (рис. 3, в).

Дифференциальное уравнение движения для данной реологической модели может быть записано в виде [4]

$$M_0 \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} = -3K_{H_0^*} \varepsilon, \quad (2)$$

где M_0 – масса смеси; $K_{H_0^*}$ – модуль уп-

ругости песчаной основы смеси; ε – относительная деформация.

Характеристическое уравнение имеет вид:

$$K + q = 0, \quad (3)$$

а его корни $K_1 = \beta \cdot i$ и $K_2 = -\beta \cdot i$, где $\beta = \sqrt{q}$.

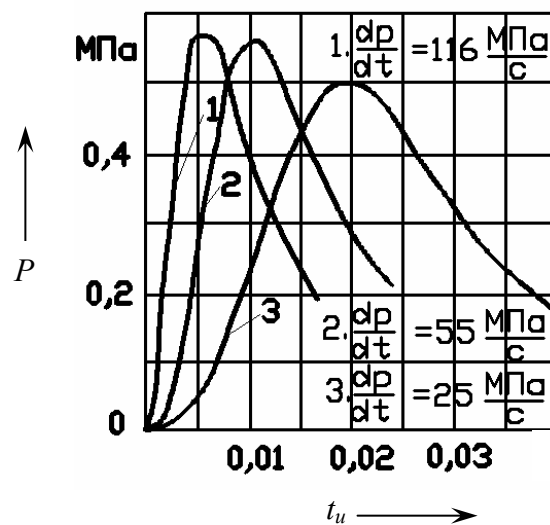


Рис. 2. Влияние длительности импульса на величину градиента давления

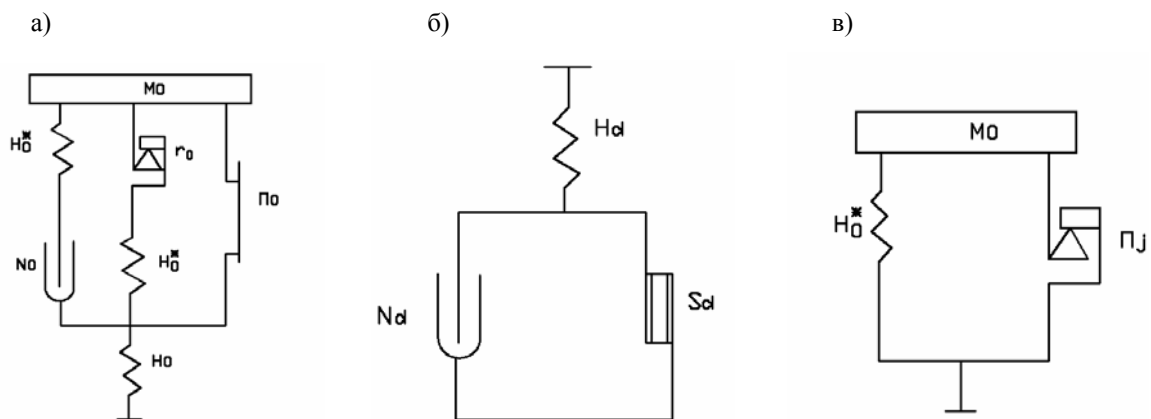


Рис. 3. Реологические модели формовочной смеси: а – для динамических способов (сжатие); б – на сдвиг (модель Бингама); в – для импульсных способов

Общее решение

$$y = C_1 \cdot \cos \beta \cdot t + C_2 \cdot \sin \beta \cdot t. \quad (4)$$

В начальный момент времени

$$y_{(t=0)} = C_1 \cdot \cos \beta_{(t=0)} + C_2 \cdot \sin \beta_{(t=0)}, \quad (5)$$

откуда

$$C_1 = 0; \quad y'_{(t=0)} = C_2 \cdot \cos \beta_{(t=0)}; \quad \frac{1}{t_u} = C_2 \beta;$$

$$C_2 = \frac{1}{t_u} \cdot \frac{1}{\beta} = \frac{1}{t_u} \cdot \frac{1}{\sqrt{q}} = \frac{1}{t_u} \cdot \sqrt{\frac{M_0}{3 \cdot K_H^*}}$$

и

$$A = \sqrt{\frac{M_0}{3 \cdot K_H^*}}; \quad \varphi = 0. \quad (6)$$

Таким образом,

$$\varepsilon = \frac{1}{t_u} \cdot \sqrt{\frac{M_0}{3 \cdot K_H^*}} \cdot \sin \sqrt{\frac{3 \cdot K_H^*}{M_0}} t. \quad (7)$$

Проходя последовательно, слой за слоем, передний фронт волны сжатия запаздывает относительно начального момента нагружения каждый раз на промежуток времени t_o и изменяет свою амплитуду $\frac{1}{t_{u_0}} < \frac{1}{t_u}$. В рассуждениях принима-

ем, что на характер уплотнения не влияет трение о боковые стенки опоки и уменьшение столба смеси по высоте.

Расчеты по формуле (7) воздушно-импульсного уплотнения формовочной смеси с начальной плотностью $\delta_0 = 1,0 \text{ г/см}^3$ в опоках $400 \times 500 \times 340$ показывают удовлетворительное совпадение с результатами опытов.

Рабочий процесс и механизм уплотнения

Пусть имеется импульсная головка, состоящая из ресивера объемом V_p и воздушного клапана массой m_k с площадью поперечного сечения F_k . Ресивер сообщается через выпускное отверстие площадью f_e с полостью рассекателя объемом V_{pc} . Рассекатель представляет собой пластину с отверстиями, суммарная площадь сечения которых равна f_{pc} . Коэффициент расхода для выпускного отверстия обозначим μ_e , для плиты рассекателя — μ_{pc} .

К импульсной головке герметично прижата технологическая емкость (опо-

ка), заполненная формовочной смесью с массой m_{pc} и начальной плотностью δ_o . Объем пор в формовочной смеси обозначим через V_n . Модельная плита снабжена вентами. Суммарная площадь их сечений равна f_{en} , а коэффициент расхода обозначим через μ_{en} .

Рабочий процесс головки заключается в истечении сжатого воздуха из ресивера с последующим удалением через венты в атмосферу. По аналогии с пескодувным процессом воздушный поток можно разделить на три последовательные ступени [4]:

1) ступень $p - p_c$: истечение сжатого воздуха из ресивера p в полость рассекателя p_c через выпускное отверстие;

2) ступень $p_c - H$: течение воздуха из полости рассекателя p_c в надопочное пространство H (полость пресования);

3) ступень $H - a$: фильтрация воздуха через формовочную смесь и истечение через венты в атмосферу a .

При этом ресивер и полость рассекателя имеют постоянный объем, объем надопочного пространства в течение процесса растет за счет осадки смеси, а атмосфера имеет неограниченно большой объем.

Первую ступень процесса можно рассматривать как опорожнение полости постоянного объема. Поскольку объем ограниченный, параметры истекающего воздуха будут переменными во времени. Уравнение энергетического баланса в этом случае можно записать в следующем виде (считаем процесс адиабатическим, теплообмена с окружающей средой нет):

$$-k \cdot R \cdot T_p \cdot G_p \cdot d\tau = V_p \cdot dp_p, \quad (8)$$

где k — показатель адиабаты, для воздуха $k = 1,405$; R — газовая постоянная; T_p, p_p — текущие температура и давление воздуха

в ресивере; G_p – секундный весовой расход воздуха из ресивера,

$$G_p = \mu_\epsilon \cdot f_\epsilon \cdot \psi_\epsilon \cdot \frac{P_p}{\sqrt{R \cdot T_p}}, \quad (9)$$

где ψ_ϵ – функция расхода для выпускного отверстия,

$$\psi_\epsilon = \sqrt{\frac{2g \cdot k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{pc}}{P_p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{pc}}{P_p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (10)$$

При $0 < \frac{P_{pc}}{P_p} < 0,528$ воздух из реси-

вера будет истекать с постоянной скоростью, близкой или равной скорости звука. Расход при этом будет постоянным и максимальным, а $\psi = 2615$ (ψ – коэффициент истечения воздуха).

При $0,528 < \frac{P_{pc}}{P_p} < 1$ скорость истече-

ния воздуха будет меньше скорости звука, а расход будет переменным, постоянно уменьшающимся.

Поскольку при расширении T_p сильно падает, то пользоваться при аналитических расчетах текущим ее значением неудобно. Выразим температуру через начальное значение температуры воздуха T_0 в ресивере до начала процесса, считая процесс адиабатическим.

Процесс в рассекателе можно рассматривать как одновременное заполнение и опорожнение полости постоянного объема. Уравнение энергобаланса имеет вид:

$$K \cdot R \cdot T_{pc} \cdot (G_p - G_{pc}) \cdot d\tau = V_{pc} \cdot dP_{pc}, \quad (11)$$

где P_{pc} – индекс, показывающий принадлежность соответствующих параметров рассекателю.

Расход воздуха в полости рассекателя

$$dG_{pc} = (G_p - G_{pc}) \cdot d\tau. \quad (12)$$

Изменение удельного объема возду-

ха при этом

$$\begin{aligned} dV_{pc} &= \frac{G_{pc} \cdot dV_{pc} - V_{pc} \cdot dG_{pc}}{G_{pc}^2} = \\ &= \frac{dV_{pc} - V_{pc} \cdot \frac{dG_{pc}}{G_{pc}}}{G_{pc}}. \end{aligned} \quad (13)$$

Поскольку объем полости рассекателей постоянный, то

$$dV_{pc} = -V_{pc} \cdot \frac{dG_{pc}}{G_{pc}}; \quad (14)$$

$$dP_{pc} = k \cdot P_{pc} \cdot \frac{dG_{pc}}{G_{pc}} = k \cdot \frac{P_{pc}}{V_{pc}} \cdot V_{pc} \cdot dG_{pc}. \quad (15)$$

Процесс в полости прессования более сложный. Во-первых, объем не постоянный, а увеличивается по мере осадки формовочной смеси при уплотнении. Во-вторых, идет фильтрация, которой нельзя пренебрегать, так как из-за малой вязкости расширившегося воздуха она протекает более активно. В-третьих, идет теплообмен между фильтрующимся воздухом и формовочной смесью, в результате чего их температура выравнивается. Поскольку масса смеси много больше массы воздуха и теплоемкость смеси велика, то фактически фильтрат принимает температуру окружающей среды. В-четвертых, фильтрация лимитируется вентями. К тому же пористость смеси в течение процесса меняется и в конце процесса достигает минимума.

Учесть все это при расчете в настоящее время невозможно. Примем ряд допущений.

1. Коэффициент проницаемости смеси в течение процесса не меняется и не зависит от площади вент. Влияние же эффективной площади вент и изменение пористости учтем специальным коэффициентом $K_{вн}$.

2. Примем линейный закон изменения гидравлического напора по высоте формы.

Как известно, закон Дарси гласит, что количество фильтрата, прошедшего

через пористую среду, зависит от гидравлического напора. С учетом вышеизложенного можно записать

$$G_{\phi} = \frac{K_{\text{вн}} \cdot k \cdot \gamma \cdot F_{\text{он}} \cdot P_{\text{н}}}{\eta \cdot H_{\text{он}}}, \quad (16)$$

где G_{ϕ} – секундный расход фильтрующего воздуха; $K_{\text{вн}}$ – коэффициент, учитывающий степень вентиляции и непостоянность пористости формы, определяется экспериментально; k – коэффициент проницаемости; γ – объемный вес воздуха; η – вязкость воздуха; $F_{\text{он}}, H_{\text{он}}$ – площадь и высота опоки.

Расход воздуха в полости прессования

$$dG_H = (G_{\text{pc}} - G_{\phi}) \cdot d\tau. \quad (17)$$

Изменение удельного объема воздуха в полости прессования (аналогично)

$$dV_H = \frac{dV_H - V_H \cdot dG_H}{G_H}. \quad (18)$$

Изменение давления

$$\begin{aligned} \frac{dP_H}{d\tau} = & \frac{k \cdot P_H \cdot V_H}{V_H} \times \\ & \times \left(\mu_{\text{pc}} \cdot f_{\text{pc}} \cdot \psi_{\text{pc}} \cdot \frac{P_{\text{pc}}}{\sqrt{R \cdot T_{\text{pc}}}} - \frac{K_{\text{вн}} \cdot k \cdot F_{\text{он}} \cdot P_{\text{н}}}{\eta \cdot V_H \cdot H_{\text{он}}} \right) - \\ & - \frac{k \cdot P_H \cdot dV_H}{V_H \cdot d\tau}. \end{aligned} \quad (19)$$

Последний член выражения (19) учитывает изменение объема надпочного пространства. Оно зависит от скорости перемещения $V_{\phi\text{с}}$ свободной поверхности верхнего слоя формовочной смеси. Действительно,

$$\begin{aligned} \frac{k \cdot P_H \cdot dV_H}{V_H \cdot d\tau} = & \frac{k \cdot P_H \cdot F_H \cdot dH_H}{F_H \cdot H_H \cdot d\tau} = \\ = & \frac{k \cdot P_H \cdot V_{\phi\text{с}} \cdot d\tau}{H_H \cdot d\tau} = \frac{k \cdot P_H \cdot V_{\phi\text{с}}}{H_H}, \end{aligned} \quad (20)$$

где H_H, F_H – начальная высота и площадь надпочного пространства.

Скорость перемещения слоя смеси зависит от начальной насыпной плотности и других свойств самой смеси. По практическим данным, при импульсных способах наибольшая скорость верхнего слоя составляет 10–12 м/с. Ее и следует брать для расчетов. Таким образом, рабочий процесс в воздушно-импульсной головке в первом приближении можно описать следующей системой уравнений:

$$\frac{dP_p}{d\tau} = - \frac{k \cdot \mu_{\text{с}} \cdot f_{\text{с}} \cdot \psi_{\text{с}}}{V_p} \cdot \sqrt{R \cdot T_p} \cdot P_p \cdot \sqrt{\left(\frac{P_p}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\text{pc}}}{d\tau} = & \frac{k \cdot \sqrt{R \cdot T_o}}{V_{\text{pc}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_{\text{pc}}}{P_o}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \cdot P_{\text{pc}} \times \\ & \times \left(\mu_{\text{с}} \cdot f_{\text{с}} \cdot \psi_{\text{с}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_p}{P_{\text{pc}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} - \mu_{\text{pc}} \cdot f_{\text{pc}} \cdot \psi_{\text{pc}} \right); \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_H}{d\tau} = & \frac{k}{V_H} \times \\ & \times \left(\sqrt{R \cdot T_o} \cdot \mu_{\text{pc}} \cdot f_{\text{pc}} \cdot \psi_{\text{pc}} \cdot P_H^{\frac{k-1}{k}} \times \right. \\ & \times \left. \sqrt{\left(\frac{P_{\text{pc}}}{P_o}\right)^{\frac{k+1}{k}}} - \frac{K_{\text{вн}} \cdot k \cdot F_{\text{он}}}{\eta \cdot H_{\text{он}}} \cdot P_H^2 \right) - \\ & - \frac{k \cdot P_H \cdot V_{\phi\text{с}}}{H_H}. \end{aligned} \quad (23)$$

Решать систему можно любым численным методом. Моделируя процесс для конкретной отливки и смеси, можно оценить оптимальные размеры импульсной головки или подобрать рациональный режим работы.

Недостатком предлагаемой методики является то, что эффективная площадь выпускного отверстия считается неизменной в ходе процесса. На самом деле оно зависит от перемещения клапана. В начальной стадии истечение определяется площадью кольцевого зазора $\mu_3 \cdot f_3$ между клапаном и седлом. До тех пор, пока эффективные площади зазора и выпускного отверстия не срав-

няются, перемещение клапана будет влиять на процесс: оно прекратится, когда станет выполняться условие

$$X_{\kappa} \leq \frac{D_{\varepsilon}}{4}, \quad (24)$$

где X_{κ} – ход клапана; D_{ε} – диаметр выпускного отверстия.

Определить перемещение клапана можно по второму закону Ньютона. В случае поршневого клапана уравнение движения примет вид:

$$m_{\kappa} \cdot \frac{d^2 X}{d\tau^2} = P_p \cdot F_{\kappa} + P_{pc} \cdot f_{\varepsilon} - P_{нк} \cdot F_{нк} - m_{\kappa} \cdot g - T, \quad (25)$$

где m_{κ} – масса подвижных частей клапана; F_{κ} – активная площадь клапана, на которую действует давление в ресивере; $P_{нк}$ – давление надклапанной полости; $F_{нк}$ – площадь сечения клапана в надклапанной полости; T – сила трения в поршневой паре.

Таким образом, до выполнения условия (24) систему (21)–(23) надо решать совместно со следующей системой:

$$\mu_{\varepsilon} \cdot f_{\varepsilon} = \mu_3 \cdot \pi \cdot D_{\varepsilon} \cdot X_{\kappa}; \quad (26)$$

$$\frac{dX_{\kappa}}{d\tau} = v_{\kappa}; \quad (27)$$

$$\frac{dv_{\kappa}}{d\tau} = \frac{1}{m_{\kappa}} \cdot (P_p \cdot F_{\kappa} + P_{pc} \cdot f_{\varepsilon} - P_{нк} \cdot F_{нк} - m_{\kappa} \cdot g - T). \quad (28)$$

Точность решения при этом повышается. Основой импульсных методов формовки является быстрое, за сотые и тысячные доли секунды, повышение давления газовой среды над формовочной смесью.

Образуется высокоскоростной газовый поток, воздействующий на формовочную смесь. При очень большом повышении давления, за время порядка нескольких миллисекунд, возможно образование ударной волны. Под действием по-

тока газа и ударной волны (если она есть) смесь, начиная с верхних слоев, приходит в движение.

Поскольку при импульсной формовке применяется предварительно азрированная смесь с большой пористостью, сопротивление движению в начальный момент мало. Поэтому ускорение смеси очень быстро нарастает до больших величин порядка десятков g . По этой же причине идет интенсивная турбулентная фильтрация газа по порам смеси. Благодаря ей весь массив смеси активизируется, переходя в псевдооживленное состояние.

Внутреннее трение и сцепление конгломератов формовочной смеси и отдельных песчинок уменьшается, и нижележащие слои тоже начинают двигаться. Причем ускорение их такое же или даже больше, чем у верхних слоев, но максимальная скорость меньше, так как они проходят меньшее расстояние до встречи с преградой – модельной плитой и моделями. При соударении с ними и последующем резком торможении происходит уплотнение смеси под действием инерционных сил.

Кинетическая энергия частиц смеси переходит в работу уплотнения. Чем больше градиент давления и чем быстрее нарастает давление над смесью, тем эффект уплотнения выше. При этом массив смеси уплотняется не весь сразу, а последовательными слоями снизу вверх, что способствует выходу из смеси ранее профильтровавшихся внутрипоровых газов.

Уплотнение каждого слоя происходит под воздействием суммарной массы вышележащих слоев. Поэтому эффект уплотнения тем выше, чем выше начальная высота столба смеси. Плотность на ладе формы может быть до $1,75\text{--}1,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Но независимо от высоты конечная плотность смеси снижается по мере удаления от модельной плиты, верхний слой практически неуплотнен, и он срезается или доуплотняется.

В целом, распределение плотности по высоте опоки соответствует технологически необходимому. Конечная плотность и твердость на ладе формы зависит от скорости нагружения, начальной насыпной плотности и свойств формовочной смеси. До недавнего времени считалось, что для достижения нужного эффекта уплотнения достаточно изменить один из этих параметров, желательнее первый.

Существует оптимум свойств смеси при импульсном уплотнении, как и оптимальный градиент повышения давления над смесью, выраженный зависимостью

$$\dot{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma}{\pi \cdot \sqrt{\frac{M \cdot H}{K_{H_0} \cdot S}}}, \quad (29)$$

где $\dot{\sigma}, \sigma$ – скорость нарастания и максимальное значение давления над смесью; M, H, S – масса, начальная высота и площадь уплотняемого объема смеси; K_{H_0} – модуль упругости песчаной основы смеси.

ВИФ высокого и низкого давления принципиально не различаются по своей сути, но отличаются по конструктивным устройствам головки и быстродействиям клапана.

Выводы

В общем случае при импульсном воздействии на формовочную смесь потоком воздуха в ней возникают напряжения. Изменение этих напряжений по высоте опоки зависит от перепада давления, воздействующего на смесь воздуха (статическая составляющая), силы вязкого взаимодействия смеси и фильтрующегося через ее поры воздуха, сил инерции смеси, сил внешнего трения.

Длительность импульса t_u в различных импульсных установках сокращают по-разному. Первый путь – повышение быстродействия привода клапана, второй – увеличение суммарной площади выпускных отверстий. Возможно применение

этих двух способов вместе. Чем больше площадь сечения выпускных отверстий и меньше время срабатывания клапана, тем t_u меньше и эффективность процесса уплотнения выше. Таким образом, параметр dp/dt зависит от конструктивных параметров машины и давления воздуха в ресивере.

Сила инерции смеси – основной фактор уплотняющего воздействия. Она прямо пропорциональна величине градиента давления dp/dt . Градиент давления является суммарным конструктивно-технологическим фактором, поскольку на его величину влияют несколько других конструктивно-технологических факторов: объем ресивера, давление сжатого воздуха в ресивере, объем подклапанной полости (полость, находящаяся между смесью и днищем ресивера), площадь выпускного отверстия клапана и время открытия клапана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голуб, Д. М. Разработка теоретических основ технологии уплотнения песчаноглинистых смесей пневмопотоком : дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 2004.
2. Гуляев, Б. Б. Формовочные процессы / Б. Б. Гуляев, О. А. Корнюшкин, А. В. Кузин. – М. : Машиностроение, 1987.
3. Жуковский, С. С. Формовочные материалы и технология литейной формы / С. С. Жуковский. – М. : Машиностроение, 1993.
4. Матвеев, И. В. Динамические и импульсные процессы и машины для уплотнения литейных форм / И. В. Матвеев, А. З. Исагулов, А. А. Дайкер. – Алма-Аты : Наука, 1998.
5. Карпенко, В. М. Использование методов реологии в системах управления смесеприготовлением / В. М. Карпенко // Литье и металлургия. – 2004. – № 2. – С. 71–74.
6. Карпенко, В. М. Концепция АСУ ТП формообразования на базе реологических критериев / В. М. Карпенко // Наукові праці Донец. нац. техн. ун-та. – 2007. – Вип. 9. – С. 113–121.
7. Карпенко, В. М. Управление качеством смесеприготовления и формообразования на основе реологических моделей / В. М. Карпенко // Вестн. Полотцкого гос. ун-та. – 2007. – № 8. – С. 73–77.
8. Карпенко, В. М. Функциональная схема автоматизированной системы управления

технологическим процессом формообразования на основе реологических параметров / В. М. Карпенко, И. В. Матвеев // Труды 8 съезда литейщиков

России, 23–27 апр. 2007 г. – Ростов н/Д, 2007. – Т. 2. – С. 272–278.

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого
Материал поступил 16.04.2009

V. M. Karpenko
Working process and the mechanism
of condensation of air-pulse moulding
machines

The paper gives the analysis of the principle of the air-pulse condensation process of moulding sand and the character of density distribution of sand and clay mixture on the mould volume. Under the pulse influence on the moulding mixture by the flow of air there originate pressures in it. Changing of these pressures on the height of the moulding box depends on the following forces: pressure difference affecting the air mixture (static component), forces of viscous mixture interaction with the air filtering through its pores, mixture inertia forces, external friction forces. A reological model of moulding mixture by pulse condensation methods is presented. Also, a mathematical model of the working process in the air-pulse head is substantiated.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Г. Ф. Ловшенко, д-р техн. наук, доц.,
З. М. Ловшенко, канд. техн. наук, доц.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫХ НИХРОМОВ

Приведены результаты исследований фазовых и структурных превращений, протекающих на всех технологических стадиях получения механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов, данные по влиянию состава исходной шихты на механические свойства и результаты его оптимизации.

Дисперсно-упрочненные никелевые материалы наряду с жаропрочностью обладают относительно высокой жаростойкостью и стойкостью против коррозии. Уникальное сочетание свойств обусловило тот факт, что они в значительной мере определяют развитие таких отраслей, как авиастроение, космическая техника, энергетика. Эти материалы используют для производства камер сгорания, лопаток газовых турбин, стабилизаторов пламени и других деталей, работающих при температуре 1100–1300 °С. Большой интерес они представляют также в качестве конструкционных материалов для производства элементов теплозащитных панелей орбитальных космических кораблей многократного действия, подвергающихся аэродинамическому нагреву при входе в плотные слои атмосферы. Кроме того, материалы перспективны для изготовления трубопроводов и сосудов давления, работающих при высоких температурах в агрессивных средах [1]. Наряду с дисперсно-упрочненным никелем (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель, DS-никель) разработаны никелевые сплавы, наиболее известным из которых является дисперсно-упрочненный нихром (TD-нихром), содержащий 20 % хрома. Легирование последним приводит к существенному повышению жаростойкости и коррозионной стойкости, а также прочности при температурах, достигающих 800 °С. При температурах выше 900 °С материалы с основой нихрома по прочности уступают никелевым [1]. Положительное влияние на прочность оказывает также легирование молибде-

ном, содержание которого может достигать 15 %. Однако введение этого элемента оказывает негативное влияние на жаростойкость. Максимальным уровнем прочностных свойств обладают материалы, в которых упрочнение дисперсными окисными частицами сочетается с упрочнением сложными интерметаллидными фазами, выделяющимися из пересыщенного твердого раствора при старении. К ним относится сплав IN-853 состава: Ni + 20 % Cr + 1 % Al + 2,5 % Ti + 0,07 % Zr + 0,007 % B + 1,3 % Y₂O₃. Естественно, что усложнение состава матрицы и наличие значительного количества интерметаллидных выделений делают этот сплав труднодеформируемым. Повышение механических свойств сплавов с никель-хромовой матрицей может быть достигнуто и введением одного лишь алюминия в количестве, превышающем предельную растворимость, что также приводит к выделению γ'-фазы при старении. Технологичность сплава такова, что из него могут быть изготовлены листы [2].

Технология изготовления вышеприведенных материалов основана на использовании дисперсно-упрочненных композиций, полученных гидроталлургическими (химическими) методами. Упрочняющей фазой в этом случае являются оксиды тория, гафния или иттрия (ThO₂, HfO₂, Y₂O₃) в количестве, как правило, не превышающем 3 %. Переработка дисперсно-упрочненной композиции в полуфабрикаты осуществля-

ется методами порошковой металлургии, включающей этапы брикетирования, спекания, горячего прессования (экструзия или прокатка). Для повышения механических свойств полуфабрикаты в дальнейшем подвергаются волочению, ротационной ковке, прокатке и др. Наиболее сложной и дорогостоящей операцией является получение порошковой дисперсно-упрочненной композиции. Основными недостатками химических технологий являются большая трудоемкость процесса, низкая чистота порошковой композиции, экологическая небезопасность, неуниверсальность.

Работы, проводимые в последнее время, доказали, что для производства дисперсно-упрочненных никелевых гранулированных (порошковых) композиций эффективен метод реакционного механического легирования, при котором наноразмерная упрочняющая фаза образуется прежде всего в результате механически активируемого взаимодействия между компонентами шихты – металлом, имеющим высокое сродство к кислороду, и кислородосодержащим соединением с низкой термодинамической стабильностью. В качестве первого перспективен алюминий, а второго – оксиды молибдена или никеля [3–4]. Технология получения полуфабрикатов из механически легированной композиции аналогична вышеприведенной. Имеющее место высокотемпературное воздействие активирует взаимодействие между компонентами термодинамически неравновесной механически легированной композиции и приближает фазовый состав к равновесному. Основной упрочняющей фазой в этом случае являются включения Al_2O_3 , дополнительными фазами – интерметаллиды. Максимальная прочность как при комнатной температуре, так и при температурах, достигающих $1000\text{ }^{\circ}C$, имеет материал, полученный из шихты, содержащей 1,4–1,6 % алюминия. Концентрация кислорода в исходной шихте должна в 1,2–1,3 раза превышать стехиометрически необходимое для связывания алюминия в оксид. Содержа-

ание последнего в экструдированных полуфабрикатах составляет 2,2–2,6 %. По значению предела прочности в температурном интервале $20\text{--}1000\text{ }^{\circ}C$ механически легированный дисперсно-упрочненный никель в 1,3–1,5 раза превосходит аналоги (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель, DS-никель), но в 2–3 раза уступает им по величине относительного удлинения, которое находится в пределах 5–7 % [3–4]. В то же время процесс получения механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов не изучен и оптимальный состав их не установлен.

В связи с этим цель данной работы заключалась в изучении физико-химических процессов, протекающих на всех технологических стадиях получения механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов, и оптимизации состава исходной шихты.

Методика исследования, материалы, приборы и оборудование

В качестве исходных компонентов для получения сплавов служили стандартные порошки никеля ПНК-ОТ2 (ГОСТ 9722-79), алюминия ПА4 (ГОСТ 6058-73), железа ПЖ2Н2 (ГОСТ 9849-74), технически чистые порошки хрома и оксида молибдена (MoO_3).

Применявшиеся в данной работе технологический процесс получения, оборудование, приборы и методика исследования свойств дисперсно-упрочненных механически легированных нихромов подобны использованному при изготовлении дисперсно-упрочненного никеля [4]. Отличием является более высокая энергонапряженность процесса обработки шихты в механореакторе, достигаемая увеличением ускорения рабочих тел до $140\text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При этом продолжительность механического легирования составляла 12 ч.

Результаты исследования и их обсуждение

Свойства материалов определяются типом структур, формирующихся на всех стадиях технологического процесса в результате протекания механически и термически активируемых фазовых и структурных превращений в композициях. Первым этапом работы являлось исследование фазовых превращений, выполненное на базовых композициях, включающих двойные (Ni–Cr, Ni–Al) и многокомпонентные (Ni–Cr–Al, Ni–Cr–MoO₃, Ni–Al–MoO₃, Ni–Cr–Al–MoO₃) системы. В связи с тем, что в исходном никелевом порошке в виде примесей содержалось $\approx 0,2$ % кислорода, деление композиций на двух- и многокомпонентные является в определенной мере условным. Равновесный фазовый состав, рассчитанный с использованием метода термодинамического моделирования [3], фазовый состав механически легированной гранулированной композиции и фазовый состав компактных материалов (полуфабрикатов) приведены в табл. 1.

Согласно равновесной диаграмме «Ni–Cr» никель и хром обладают ограниченной растворимостью друг в друге. Максимальная растворимость хрома в никеле достигает 46 %, а никеля в хrome – 35 %. При температурах ниже 590 °C в системе существует промежуточное со-

единение (сверхструктура) CrNi₃. После обработки в механореакторе шихты, состоящей из порошков никеля ПНК-ОТ2 (80 %) и технически чистого хрома (20 %), рентгеноструктурным анализом установлено наличие двух фаз, представляющих собой твердые растворы на основе никеля и хрома. Растворение хрома в никеле приводит к уменьшению параметра решетки ГЦК с 0,35238 до 0,35149 нм, а никеля в хrome – к увеличению параметра решетки ОЦК с 0,28834 до 0,28925 нм; $\Delta a/a$ в первом случае составляет $2,247 \cdot 10^{-3}$, во втором – $3,155 \cdot 10^{-3}$. Содержание в механически легированной композиции первой фазы равно 93 %, второй – 7 %. Основная фаза характеризуется следующими показателями: функция физического уширения $\beta_{1/2}$ равна 1,1184 рад, относительная среднеквадратическая микродеформация (ОСМД) – $3,370 \cdot 10^{-3}$, плотность дислокаций в объеме кристалла – $6,7935 \cdot 10^{11} \text{ см}^{-2}$. Распределение ОСМД в зависимости от расстояния в кристаллической решетке описывается степенной моделью, что указывает на блочное строение зерен. Высокая плотность дислокаций и микрокристаллический тип структуры, характеризующийся большой протяженностью зерен и субзерен, определяют высокую твердость гранулированной композиции, достигающей 500 HV.

Табл. 1. Фазовый состав исследованных материалов

Легированный элемент (% масс.)	Фазовый состав		
	равновесный	механически легированной композиции	материала (полуфабриката)
Cr (20)	Ni(Cr), Cr ₂ O ₃	Ni(Cr), Cr(Ni), Cr	Ni(Cr), Cr ₂ O ₃ , Cr
Al (3)	Ni(Al), Al ₂ O ₃	Ni(Al), Ni ₃ Al, Ni _{1,1} Al _{0,9} , Al	Ni(Al), Ni ₃ Al, Al ₂ O ₃ , Al
Cr (20); Al (3)	Ni(Cr,Al), Al ₂ O ₃	Ni(Cr,Al), Cr(Ni), Ni ₃ Al, Ni _{1,1} Al _{0,9} , Cr, Al	Ni(Cr,Al), Ni ₃ Cr, Ni ₃ Al, Cr, Al
Cr (20); MoO ₃ (7,4)	Ni(Cr,Mo), Cr ₂ O ₃	Ni(Cr,Mo), Cr(Ni), Ni _{0,76} Mo _{1,24} , Cr, MoO ₃	Ni(Cr,Mo), Ni ₃ Cr, Ni ₃ Mo, Cr ₂ O ₃ , Cr, MoO ₃
Al (3); MoO ₃ (7,4)	Ni(Mo), Al ₂ O ₃	Ni(Mo,Al), Ni _{0,76} Mo _{1,24} , Ni _{1,1} Al _{0,9} , Al, MoO ₃	Ni(Mo,Al), Ni ₃ Mo, Al ₂ O ₃ , Al, MoO ₃
Cr (20); Al (3); MoO ₃ (7,4)	Ni(Cr,Mo), Al ₂ O ₃	Ni(Cr,AlMo), Cr(Ni), Ni ₃ Al, Ni _{1,1} Al _{0,9} , Ni _{0,76} Mo _{1,24} , Ni _{1,1} Al _{0,9} , Cr, Al, MoO ₃	Ni(Cr,AlMo), Ni ₃ Cr, Ni ₃ Mo, Al ₂ O ₃ , Cr ₂ O ₃ , Cr, Al, Mo

В равновесных условиях в системе «Ni–Al» алюминий растворяется в никеле в количестве 10 % и образует с ним ряд промежуточных и химических соединений Ni_3Al , NiAl , Ni_2Al_3 и NiAl_3 . После обработки в механореакторе шихты, состоящей из порошков никеля ПНК-ОТ2 (97 %) и алюминия ПА4 (3 %), в механически легированной композиции установлено наличие твердого раствора алюминия в никеле и алюминидов Ni_3Al , NiAl . Растворение алюминия в никеле приводит к увеличению параметра решетки ГЦК с 0,35236 до 0,35392 нм; $\Delta a/a$ составляет $4,427 \cdot 10^{-3}$. Фаза NiAl обеднена алюминием и описывается формулой $\text{Al}_{0,9}\text{Ni}_{1,1}$. Параметр решетки данного соединения (кубическая примитивная) равен 0,2881 нм. Содержание основной фазы – твердого раствора $\text{Ni}(\text{Al})$ – составляет 87 %, алюминидов Ni_3Al и NiAl – 4 и 9 % соответственно.

Основная фаза характеризуется следующими параметрами: функция физического уширения $\beta_{1/2}$ равна 0,7746 рад, относительная среднеквадратическая микродеформация – $2,158 \cdot 10^{-3}$, плотность дислокаций в объеме кристалла – $3,8824 \cdot 10^{11} \text{ см}^{-2}$. Распределение ОСМД в зависимости от расстояния в кристаллической решетке описывается степенной моделью.

Отличие установленного фазового состава от равновесного заключается в наличии в структуре избыточных фаз Ni_3Al и NiAl , которые, наряду с высокой плотностью дислокаций и блочным строением кристаллов, обуславливают высокое упрочнение гранулированной композиции – 520 HV.

В тройной системе «Ni–Cr(20 %)–Al(3 %)», как и в двойной «Ni–Cr(20 %)», основной фазой является твердый раствор хрома в никеле. Образование твердого раствора приводит к уменьшению параметра кристаллической решетки ГЦК с 0,35238 до 0,35161 нм. Количество этой фазы примерно равно 89 %. Наряду с твердым раствором хрома в никеле существует твердый раствор никеля в хrome с большим (0,28919 нм), чем у эталона

(0,28834 нм) параметром решетки, в количестве примерно 4 %. Как и в двойной системе «Ni–Al (3 %)», алюминий в данном случае связан в соединения с никелем Ni_3Al и NiAl . Причем фаза NiAl обеднена алюминием и описывается формулой $\text{Ni}_{1,1}\text{Al}_{0,9}$. Количество Ni_3Al и $\text{Ni}_{1,1}\text{Al}_{0,9}$ составляет примерно 4 и 3 % соответственно. Расчетное содержание алюминия, связанного в алюминиды, составляет 1,4 %. Можно предположить, что большая часть оставшегося алюминия растворена в никеле, а также связана в наноразмерные рентгеноаморфные включения оксида, образующегося в результате взаимодействия легирующего элемента с кислородом шихты. Наиболее вероятными кислородосодержащими соединениями в шихте являются оксиды никеля. Зерна основы имеют блочное строение. Плотность дислокаций составляет $8,3774 \cdot 10^{11} \text{ см}^{-2}$. Твердость гранул достигает 540 HV.

Введение в вышерассмотренные системы оксида MoO_3 , являющегося поставщиком кислорода, необходимого для образования упрочняющих фаз – оксидов хрома и алюминия, усложняет физико-химические процессы, имеющие место в этих материалах.

Основным отличием фазового состава механически легированных никелевых композиций с MoO_3 от систем без него является наличие во всех случаях соединения $\text{Ni}_{0,76}\text{Mo}_{1,24}$, образующегося в количестве 2–4 % при взаимодействии восстановленного из MoO_3 молибдена с никелем. В минимальном количестве фаза $\text{Ni}_{0,76}\text{Mo}_{1,24}$ находится в композиции без алюминия. Легирование последним увеличивает полноту протекания окислительно-восстановительной реакции, что повышает концентрацию восстановленного молибдена, наличие которого в шихте является необходимым условием образования $\text{Ni}_{0,76}\text{Mo}_{1,24}$. Развитие механически активируемых окислительно-восстановительных превращений в композиции определяет содержание фаз, вызывающих дисперсное

упрочнение материалов, – оксидов хрома и алюминия, представляющих собой наноразмерные рентгеноаморфные кластеры [3]. Повышение твердости и стойкости против отжига (табл. 2) композиций с

алюминием обусловлено большей завершенностью окислительно-восстановительного процесса. Температура рекристаллизации механически легированных композиций превышает 1100 °С.

Табл. 2. Твердость многокомпонентных гранулированных композиций на основе никеля

Легирующий компонент, %	Твердость (HV) после	
	механического легирования	механического легирования и отжига (1100 °С, 2 ч)
Cr(20); Al(3)	540	380
Al(3); MoO ₃ (6)	570	430
Cr(20); MoO ₃ (6)	510	330
Cr(20); Al(3); MoO ₃ (8)	560	400

В механически легированных композициях электронной микроскопией во всех исследованных системах однозначно выявляются равномерно распределенные включения исходных компонентов шихты размером менее 0,1 мкм. Содержание их, как правило, не превышает 20 % от исходного [3].

После обработки в механореакторе основа материалов представляет собой неоднородные на субмикроструктурном уровне твердые растворы легирующих металлов (Cr и/или Al) в никеле и никеля в легирующих металлах или их промежуточные соединения (NiAl и Ni₃Al), что и определяет основное термически активируемое превращение в матрице, заключающееся в протекании гомогенизации, но не достигающее ее. Так, в термически обработанных сплавах, содержащих Cr, наряду с твердым раствором этого элемента в никеле имеются наноразмерные включения промежуточного соединения (сверхструктуры) CrNi₃. Последняя сформировалась в микрообъемах, представляющих собой после механического легирования твердый раствор никеля в хроме. В композициях с Al вместо двух фаз NiAl и Ni₃Al после термического воздействия присутствуют включения только Ni₃Al.

После термической обработки в структуре присутствуют механически и

термически синтезированные оксиды Cr₂O₃ и Al₂O₃, вызывающие дисперсное упрочнение материала. Переход механически синтезированных оксидов из аморфного состояния в кристаллическое происходит при температурах выше 400 °С. Термически активируемые превращения наиболее интенсивно протекают при температурах более 800 °С. Гомогенизация твердого раствора основы практически завершается после отжига брикетов или горячепрессованных (экструдированных) материалов при температуре 1000 °С в течение 5 ч. Причем состав упрочняющих фаз Al₂O₃, Cr₂O₃, Ni₃Al, Ni₃Mo сохраняется без изменения до температур не ниже 0,9T_{пл} основы.

Горячее прессование термически обработанных брикетов, полученных холодным прессованием механически легированных композиций, не изменяет фазового состава материалов. Механически легированные дисперсно-упрочненные нихромы являются наноструктурными. Их основа состоит из зерен размером менее 0,3 мкм, разделенных на блоки, не превышающие 50 нм. Величина синтезовавшихся в процессе реализации технологии оксидов (Al₂O₃, Cr₂O₃) менее 20 нм, алюминидов и никелидов (Ni₃Al, Ni₃Mo) – менее 40 нм. Плотность дислокаций в компактных материалах

находится в пределах $10^9 - 10^{10} \text{ см}^{-2}$ [3, 4].

На втором этапе работы, целью которого является установление граничных концентраций легирующих компонентов, методом однофакторного эксперимента для многокомпонентных систем «Ni–Cr–Al (1 %)», «Ni–Cr (20 %) – Al», «Ni–Cr (20 %) – MoO_3 », «Ni–Cr–Al (1 %) – MoO_3 (2,1 %)», «Ni–Cr (20 %) – MoO_3 (2,1 %) – Al» исследовано влияние состава исходной шихты на механические свойства материалов; результаты приведены на рис. 1–5.

Анализ показывает, что введение в

шихту, состоящую из порошков никеля и алюминия (1 %), хрома в количестве 20 % приводит к возрастанию предела прочности при комнатной температуре (σ_B^{20}) материала на 150 МПа (см. рис. 1). Перспективным для повышения как низко-, так и высокотемпературной прочности является легирование ни-хрома алюминием. Увеличение его содержания в шихте Ni–Cr (20 %) с 1 до 5 % вызывает увеличение предела прочности (σ_B^{20}) на 280 МПа. Этот параметр при 800 и 1000 °С повышается на 70–80 МПа (см. рис. 2).

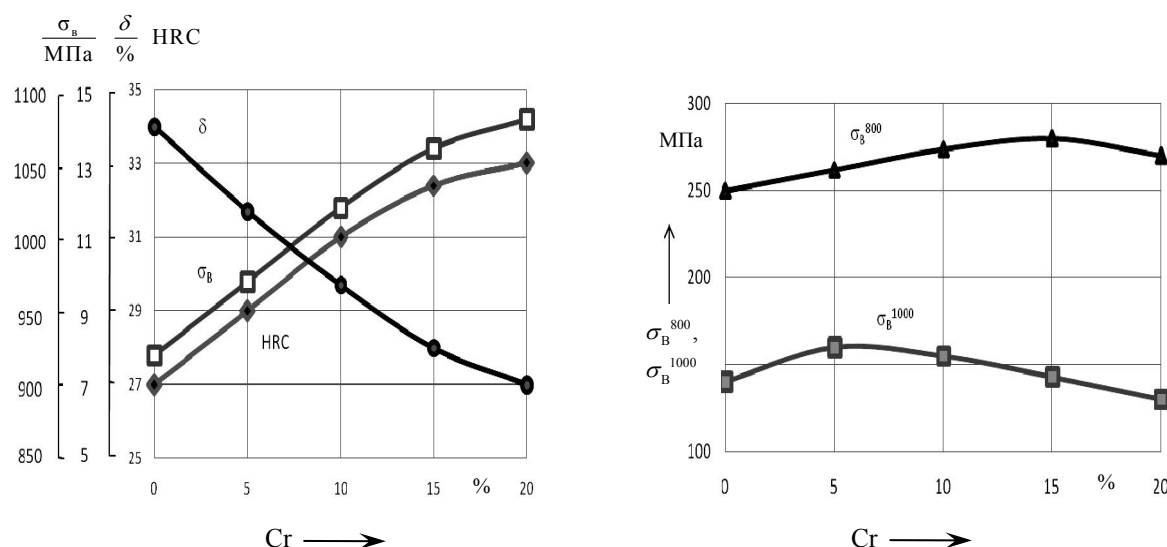


Рис. 1. Влияние содержания хрома в шихте системы «Ni–Cr–Al (1 %)» на механические свойства компактного материала

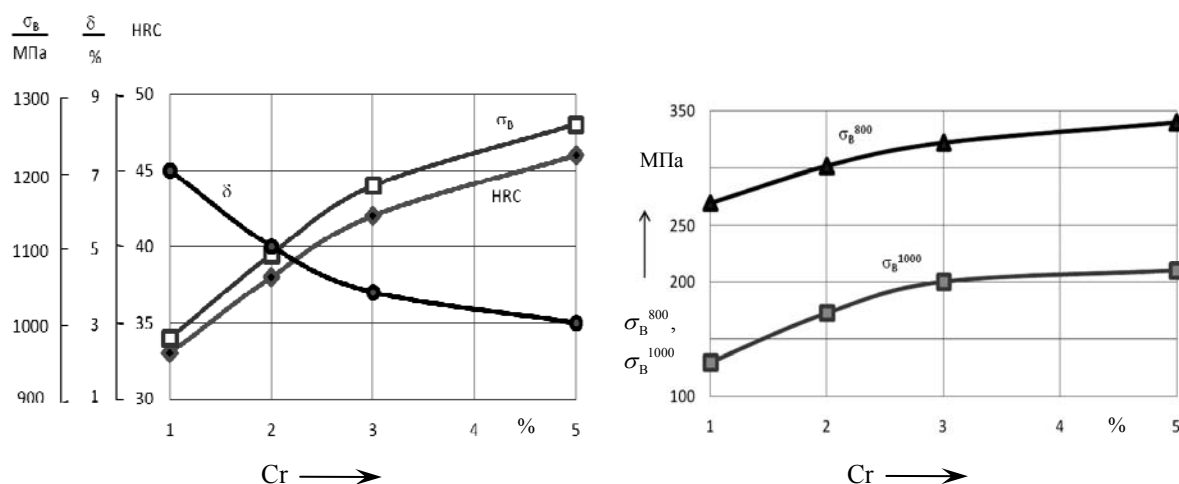


Рис. 2. Влияние содержания алюминия в шихте системы «Ni–Cr (20 %) – Al» на механические свойства компактного материала

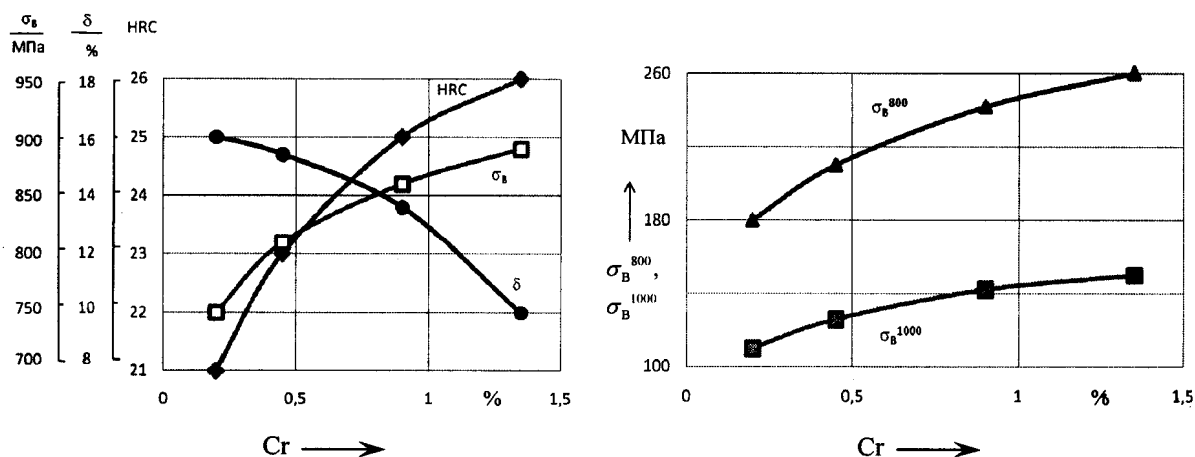


Рис. 3. Влияние содержания кислорода в шихте системы «Ni-Cr (20 %) – MoO₃», вводимого с MoO₃, на механические свойства компактного материала

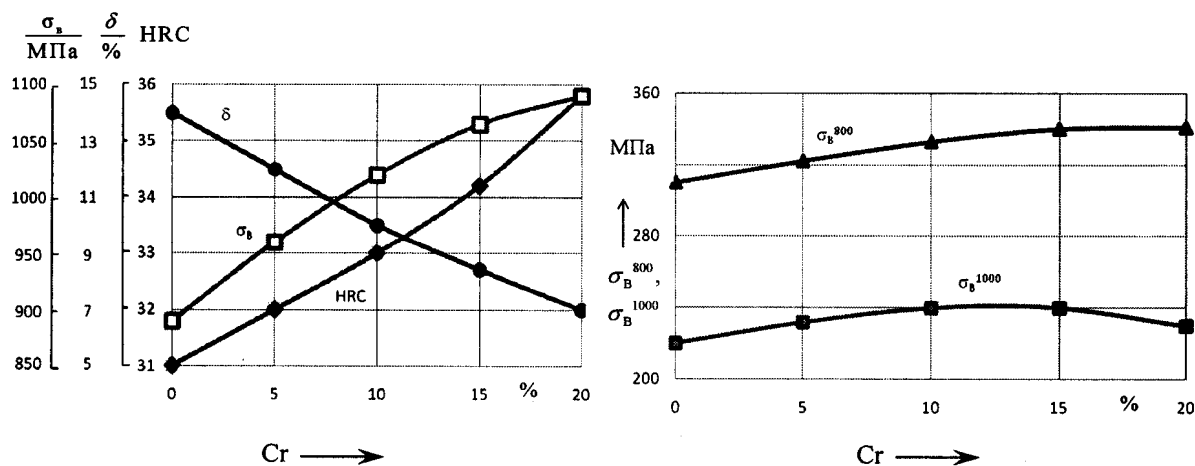


Рис. 4. Влияние содержания хрома в шихте системы «Ni-Cr-Al (1 %) – MoO₃ (2,1 %)» на механические свойства компактного материала

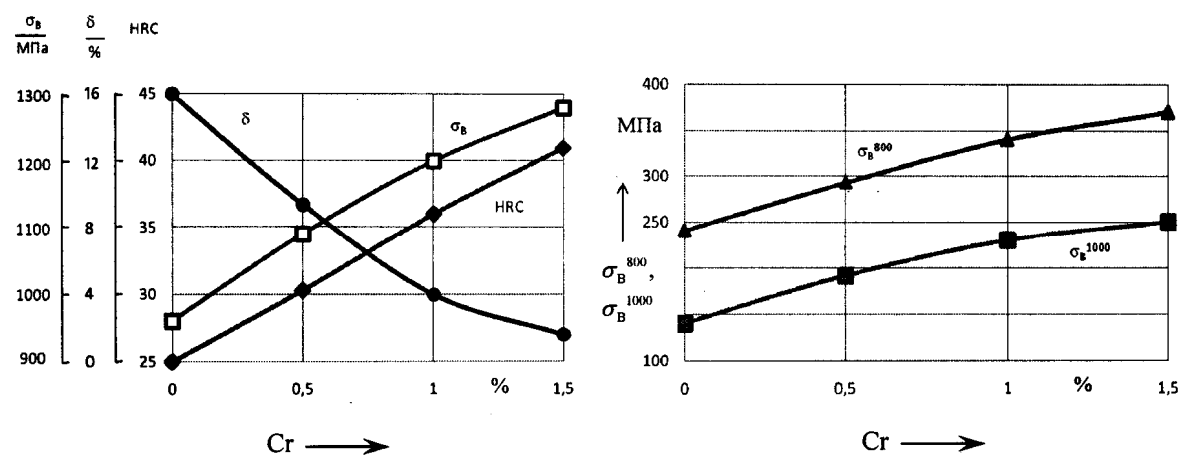


Рис. 5. Влияние содержания алюминия в шихте системы «Ni-Cr (20 %) – MoO₃ (2,1 %) – Al» на механические свойства компактного материала

Высокая эффективность легирования в системах с алюминием объясняется не твердорастворным, а дисперсионным упрочнением синтезированными в процессе реализации технологии неравновесными алюминиды Ni_3Al , находящимися в наноразмерном состоянии при температурах, превышающих 1000 °С. Высокая стойкость против коагуляции и роста интерметаллидов в материалах, получаемых по технологии, основанной на реакционном механическом легировании, объясняется особенностями их структуры [3]. Этим объясняется положительное влияние легирования алюминием и на высокотемпературную прочность.

Зависимость высокотемпературной прочности (σ_B^{800} , σ_B^{1000}) от содержания хрома описывается кривой с максимумом, причем с увеличением температуры испытаний точка экстремума смещается в сторону меньшего содержания хрома [1]. Максимальное значение σ_B^{800} наблюдается при 15 %, а σ_B^{1000} – при 5 % хрома. При этом, в отличие от классических нихромов, введение хрома в никель в количестве до 15 % не оказывает негативного воздействия на высокотемпературную прочность материала. Отрицательное влияние растворенных элементов на высокотемпературную прочность компенсируется упрочняющим эффектом, вызванным наличием в структуре материалов синтезированных при реализации технологии наноразмерных включений оксидов Al_2O_3 и Cr_2O_3 и неравновесного интерметаллида Ni_3Al .

Минимальное количество Al_2O_3 и Cr_2O_3 определяется содержанием кислорода в исходном порошке основы (никеле) и может достигать 0,8 и 0,6 % соответственно. Введение в шихту кислорода, связанного в оксид MoO_3 , приводящее к повышению количества термодинамически стабильных упрочняющих фаз Al_2O_3 и Cr_2O_3 , вызывает существенное упрочнение нихромов во всем исследованном температурном интервале (см. рис. 3–5). Упрочняющий эффект наиболее очевиден при комплексном легировании нихромов алюминием и MoO_3 (см. рис. 4). В

этом случае основным упрочняющим оксидом является Al_2O_3 , который по сравнению с Cr_2O_3 обладает большей термодинамической стабильностью и величиной модуля сдвига. Исходя из минимально допустимого значения относительного удлинения, обеспечивающего надежность конструкционных материалов, составляющего 5 %, максимальное содержание в исходной шихте алюминия и кислорода не должно превышать 1,3 и 1,2 % соответственно. Положительное влияние на прочность, вызванное введением в шихту MoO_3 , повышается с увеличением температуры испытаний (см. рис. 3–5). Сравнение данных, приведенных на рис. 2 и 4, показывает, что добавка в композицию, состоящую из порошков $Ni-Cr$ (20 %) – Al (1 %), оксида молибдена в количестве 2,1 %, обеспечивающем, исходя из условий стехиометрии, полное связывание алюминия в Al_2O_3 , приводит к повышению предела прочности при 20, 800 и 1000 °С на 100, 80 и 105 МПа соответственно.

Следует отметить, что легирование нихромов алюминием и кислородом повышает их жаростойкость и позволяет снизить концентрацию хрома до 10 %.

Полученные результаты явились основой для оптимизации математическим планированием эксперимента (метод Бокса-Уилсона) состава механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов. Параметрами оптимизации являлись пределы прочности при растяжении при температурах 20, 800 и 1000 °С (σ_B^{20} , σ_B^{800} , σ_B^{1000}) и относительное удлинение при 20 °С; независимыми переменными – содержание в шихте алюминия, кислорода и хрома. Матрица планирования эксперимента, средние значения параметров, полученные из двух параллельных опытов, и результаты статистической обработки экспериментальных данных приведены в табл. 3 и 4.

Табл. 3. Матрица планирования по оптимизации состава шихты комплексно-легированной композиции «Ni–Al–Cr–O»

Характеристика	Фиктивная переменная	Факторы			Параметры оптимизации			
		Al, %	O, %	Cr, %	σ_B^{20} , МПа	δ^{20} , %	σ_B^{800} , МПа	σ_B^{1000} , МПа
Основной уровень		1,0	0,90	15				
Интервал варьирования (I)		0,5	0,45	5				
Верхний уровень		1,5	1,35	20				
Нижний уровень		0,5	0,45	10				
Код	x_0	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4
Основные опыты								
1(10)	+	–	–	–	875	15,0	255	210
2(11)	+	+	–	–	1070	8,5	320	260
3(12)	+	–	+	–	985	11,0	300	225
4(13)	+	+	+	–	1175	3,5	360	270
5(14)	+	–	–	+	970	13,0	280	180
6(15)	+	+	–	+	1140	5,5	340	230
7(16)	+	–	+	+	1025	9,0	320	205
8(17)	+	+	+	+	1235	2,5	365	250
9(18)	+	0	0	0	1040	7,5	310	220

Табл. 4. Результаты статистической обработки экспериментальных данных по оптимизации состава шихты комплексно-легированной композиции «Ni–Al–Cr–O»

Параметры	b_0	b_1	b_2	b_3	Sy_i^2	Δb_i	$S_{ад}^2$	$F_{0,05}^p$	$F_{0,05}^T$
σ_B^{20} , МПа	1055	88,75	47,5	31,25	783	± 17	268	0,34	4,9
δ^{20} , %	8,6	-3,4	-1,7	-1,1	0,59	$\pm 0,4$	0,63	1,1	4,9
σ_B^{800} , МПа	317,5	28,8	18,8	8,8	144	$\pm 6,6$	43	0,3	4,9
σ_B^{1000} , МПа	228,7	23,7	8,8	-12,5	211	$\pm 7,7$	27	0,2	4,9

В результате статистической обработки экспериментальных данных (см. табл. 3 и 4) получены линейные модели зависимости исследуемых параметров от состава шихты адекватно представляющие эксперимент:

– предел прочности при растяжении при 20 °С (σ_B^{20} , МПа)

$$y_1 = 1055 + 88,75x_1 + 47,5x_2 + 31,25x_3; \quad (1)$$

– относительное удлинение при 20 °С (δ^{20} , %)

$$y_2 = 8,6 - 3,4x_1 - 1,7x_2 - 1,1x_3; \quad (2)$$

– предел прочности при растяжении при 800 °С (σ_B^{800} , МПа)

$$y_3 = 317,5 + 28,8x_1 + 18,8x_2 + 8,8x_3; \quad (3)$$

– предел прочности при растяжении при 1000 °С (σ_B^{1000} , МПа)

$$y_4 = 228,7 + 23,7x_1 + 8,8x_2 - 12,5x_3. \quad (4)$$

Переменные x_1 , x_2 и x_3 являются кодированными значениями содержания алюминия, кислорода и хрома соответственно.

При установлении оптимального состава материала наряду с прочностью учитывалась пластичность. В качестве характеристики последней принято относительное удлинение, минимальное значение которого ограничено 5 %. Крутое восхождение по градиенту линейных моделей (1)–(4) позволило установить, что для получения механически легированного дисперсно-упрочненного ни-

хрома, обладающего высоким значением как низко-, так и высокотемпературной прочности, исходный состав шихты должен содержать 1,2 % алюминия, 1,1 % кислорода и 15 % хрома. При этом разработанный материал характеризуется следующим комплексом свойств: $\sigma_B^{20} = 1110$ МПа, $\delta_B^{20} = 6\%$; $\sigma_B^{800} = 340$ МПа, $\sigma_B^{1000} = 240$ МПа. Он по прочности при температурах 20, 800 и 1000 °С в 1,3, 1,4 и 1,7 раза соответственно превосходит классический, но в 2–3 раза уступает ему по величине относительного удлинения.

Выводы

1. При реализации технологии получения дисперсно-упрочненных нихромов, основанной на реакционном механическом легировании в системах «Ni–Cr–Al», «Ni–Cr–MoO₃», «Ni–Cr–Al–MoO₃», активно протекают механически и термически активируемые структурные и фазовые превращения, вызывающие растворение компонентов друг в друге, образование интерметаллидов и оксидов.

2. В механически легированном нихроме дисперсное упрочнение сочетается с дисперсионным, сохраняющимся до температур свыше 1000 °С, что обусловлено особенностями строения материалов, имеющих микрокристаллический тип структуры с размером зерен менее 0,3 мкм, разделенных на блоки величиной не более 50 нм, характеризующийся большой поверхностью границ зерен и субзерен, стабилизированной наноразмерными включениями оксидов и интерметаллидов.

3. Перспективной упрочняющей

фазой является оксид алюминия Al₂O₃, синтезирующийся в результате протекания окислительно-восстановительной реакции между алюминием и оксидами молибдена и никеля.

4. Для получения механически легированного дисперсно-упрочненного нихрома, обладающего высоким значением как низко-, так и высокотемпературной прочности, исходный состав шихты должен содержать 1,2 % алюминия, 1,1 % кислорода и 15 % хрома; разработанный материал имеет следующий комплекс свойств: $\sigma_B^{20} = 1110$ МПа, $\delta_B^{20} = 6\%$; $\sigma_B^{800} = 340$ МПа, $\sigma_B^{1000} = 240$ МПа и по прочности при температурах 20, 800 и 1000 °С в 1,3, 1,4 и 1,7 раза соответственно превосходит классический, но в 2–3 раза уступает ему по величине относительного удлинения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Композиционные материалы: справочник / Под ред. Д. М. Карпиноса. – Киев : Наукова думка, 1985. – 592 с.
2. Портной, К. И. Композиционные материалы на никелевой основе / К. И. Портной, Б. Н. Бабич, И. Л. Светлов. – М. : Металлургия, 1979. – 264 с.
3. 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.
4. Ловшенко, Ф. Г. Оптимизация состава механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых материалов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 110–120.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 04.03.2009

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, Z. M. Lovshenko
Optimization of the compound of mechanically
alloyed dispersion-strengthened nickel-and-chromes

Given in the paper are the results of studies of phase and structural transformations taking place at all production stages of making mechanically alloyed dispersion-strengthened nickel-and-chromes as well as information on the influence of the initial mixture on mechanical properties and its optimization.

УДК 517.9: 62-503.5

Л. А. Цыганкова, канд. физ.-мат. наук

ОБ ОДНОМ АЛГОРИТМЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕШЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ КРАЕВОЙ ЗАДАЧИ С ПОСТОЯННЫМ ЗАПАЗДЫВАНИЕМ И ЕГО ОБЛАСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

В статье изложен для расчета на ПК алгоритм определения решения дифференциальной краевой задачи с постоянным запаздыванием и оптимизации его области технической устойчивости. Определен класс задач, для которых получено решение системы с непрерывной на отрезке $[0, \tau]$ начальной функцией, краевые условия задачи сведены к уравнению Фредгольма при условии существования единственного решения, которое записано в операторной форме, определено решение краевой задачи и получены условия технической устойчивости.

Метод нахождения величины радиуса $\lambda(A)$ области начальных возмущений в фазовом пространстве по заданной величине A области возмущенных координат траектории в любой момент времени предложил А. М. Ляпунов при доказательстве теоремы об устойчивости движения.

Вопрос о нахождении $\lambda(A)$ по заданному A для конечного интервала времени впервые поставил Н. Г. Четаев в 1934 г., впоследствии устойчивость такого рода он назвал $\{\lambda, A, t_0, T\}$ устойчивостью.

Понятие устойчивости движения при ограниченных начальных возмущениях во многих работах встречается под названием практической, технической, $\{\lambda, A, t_0, T\}$ устойчивости или устойчивости на конечном интервале.

В [1] приведены определения $\{\lambda, \Gamma_t, t_0, T\}$ устойчивости, где $\Gamma_t = \{x : |l_i^T(t) \cdot x(t)| \leq 1, i = \overline{1, n}\}, t \in [t_0, T]$ – множества фазового пространства, векторы $l_i(t) = \text{colon}(l_{i1}(t), \dots, l_{in}(t))$ определяются непрерывными на $[t_0, T]$ функциями.

Понятия $\{\lambda, A, t_0, T\}$ устойчивости, введенное Н. Г. Четаевым, и $\{\lambda, \Gamma_t, t_0, T\}$ устойчивости совпадают, если множества Γ_t имеют частный вид:

$$\Gamma_t = \{x : |x_i| \leq A_i, i = \overline{1, n}\}.$$

В некоторых прикладных задачах приходится учитывать явление последствия, заключающееся в том, что состояние некоторой системы в момент времени $t - \tau$ влияет на ее состояние в последующие моменты времени t . Такие явления с запаздыванием возникают, например, в системах автоматического регулирования, в которых запаздыванием является промежуток времени, необходимый системе для реагирования на входной импульс, в задачах управления с обратной связью, при изучении проблем, связанных с задачами долгосрочного прогнозирования в экономике и во многих других областях. Процессы с последствием описываются дифференциальными уравнениями с постоянным запаздыванием.

Задачи с начальными условиями не исчерпывают всех задач, встречающихся на практике. Важны и многочисленные задачи приложений, в которых дополнительными условиями, обеспечивающими единственность решения, являются краевые условия.

Естественно, что исследование устойчивости таких систем и оптимизации области возмущений с сохранением качества устойчивости имеет важное значение.

Отметим, что в [2] находится решение линейной стационарной системы

с постоянными коэффициентами и с постоянным запаздыванием:

$$\frac{dx(t)}{dt} = Ax(t) + Bx(t - \tau), \quad x \in R^n, \quad t \geq 0, \quad \tau > 0,$$

удовлетворяющее начальным условиям:

$$x(t) = \varphi(t); \quad -\tau \leq t \leq 0.$$

Настоящая работа посвящена изучению технической устойчивости динамической системы, описывающей системой дифференциальных уравнений с запаздыванием аргумента и краевыми условиями, и оптимизации условий этой устойчивости.

Рассматривается линейная однородная система дифференциальных уравнений с постоянным запаздыванием $\tau > 0$ аргумента t

$$\frac{dx}{dt} = A(t)x(t) + B(t)x(t - \tau), \quad t \in [t_0, T], \quad (1)$$

неизвестной непрерывной начальной вектор-функцией

$$x(\theta) = \varphi(\theta), \quad \theta \in [0, t_0 = \tau] \quad (2)$$

и краевыми условиями

$$B_0 x(\theta) + B_1 x(T + \theta) = C(\theta), \quad \theta \in [0, \tau], \quad (3)$$

где $A(t)$ и $B(t)$ – непрерывные на $[t_0, T]$ квадратные матрицы n -го порядка; $x(t)$ – n -мерный вектор состояний системы; $B_0, B_1, C(\theta)$ – квадратные матрицы и непрерывная вектор-функция n -го порядка соответственно, причем матрица B_0 – невырожденная.

Исследуется техническая устойчивость задачи (1)–(3) [1] в фазовом пространстве на множествах допустимых состояний типа параллелепипед:

$$\Gamma_i = \{x: |l_i^T(t)x(t)| \leq 1, \quad i = \overline{1, n}\}, \quad t \in [t_0, T]; \quad (4)$$

$$l_i(t) = \text{colon}(l_{i1}(t), l_{i2}(t), \dots, l_{in}(t)),$$

если

$$\|B_0 \varphi(\theta) + B_1 x(T + \theta)\| = \|C(\theta)\| \leq \lambda \quad (5)$$

при достаточно малом значении $\lambda > 0$, а норма вектора определяется формулой

$$\|z\| = \left(\sum_{i=1}^n |z_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Определение. Система (1), (2) с краевыми условиями (3) $\{\lambda, \Gamma_i, t_0, T\}$ – устойчива, если при выполнении условия (5) $x(t) \in \Gamma_i$.

Для решения поставленной задачи сначала доказано существование и единственность решения дифференциальной системы (1) с условиями (2) и (3).

С этой целью введена замена переменных

$$x(t) = \Phi(t, t_0)y(t), \quad (6)$$

где $\Phi(t, t_0)$ – нормальная фундаментальная матрица [3] решений системы

$$\frac{dx}{dt} = A(t)x(t), \quad t \in [t_0, T]. \quad (7)$$

В результате этого получена новая, вспомогательная система уравнений:

$$\frac{dy}{dt} = Q(t, \tau, t_0)y(t - \tau), \quad t \in [t_0, T]; \quad (8)$$

$$Q(t, \tau, t_0) = \Phi(t_0, t)B(t)\Phi(t - \tau, t_0),$$

причем

$$y(\theta) = \Phi(t_0, \theta)\varphi(\theta), \quad \theta \in [0, \tau = t_0]. \quad (9)$$

Определены условия, при выполнении которых матрица $Q(t, \tau, t_0)$ является постоянной.

Лемма. Если матрица $B(t)$ удовлетворяет условию

$$\dot{B}(t) = A(t)B(t) - B(t)A(t - \tau), \quad (10)$$

то существует такая постоянная матрица K , что

$$Q(t, \tau, t_0) = K.$$

Доказательство. Покажем, что

$$\frac{d}{dt}Q(t, \tau, t_0) = 0. \quad (11)$$

Действительно,

$$\begin{aligned} \dot{Q}(t, \tau, t_0) &= \dot{\Phi}(t_0, t)B(t)\Phi(t - \tau, t_0) + \\ &+ \Phi(t_0, t)\dot{B}(t)\Phi(t - \tau, t_0) + \\ &+ \Phi(t_0, t)B(t)\dot{\Phi}(t - \tau, t_0). \end{aligned}$$

Тогда учитывая, что

$$\dot{\Phi}(t_0, t) = -\Phi(t_0, t)A(t);$$

$$\dot{\Phi}(t - \tau, t_0) = A(t - \tau)\Phi(t - \tau, t_0)$$

и принимая во внимание (10), получаем равенство (11).

Заметим, что множество матриц B , удовлетворяющих условию (10), не пусто. В частности, если $A = \text{const}$, $B = E$, то, очевидно, что условие (10) выполняется.

Для построения решения системы (1), (2) установлен следующий результат.

Теорема 1. Если выполняется условие (10), то решение задачи (1), (2) имеет вид [4]:

$$\begin{aligned} x(t) &= \Phi(t, t_0) \left[Y(t - \tau, t_0) \Phi(t_0, \tau) \varphi(\tau) + \right. \\ &\left. + K \int_0^\tau Y(t - \tau - s, t_0) \Phi(t_0, s) \varphi(s) ds \right], \quad (12) \end{aligned}$$

где $Y(t, t_0)$ – нормальная фундаментальная матрица решений системы

$$\frac{dy}{dt} = Ky(t - \tau)$$

с начальным условием $Y(t, t_0) \equiv E$, $t \in [0, \tau]$.

Доказательство. Пусть условие (10) выполняется. Тогда матрица $Q(t, \tau, t_0) = K$, а система уравнений (8) принимает вид:

$$\frac{dy}{dt} = Ky(t - \tau), \quad t \in [t_0, T]. \quad (13)$$

Решение системы (13), удовлетворяющее начальным условиям

$$Y(t, t_0) = \begin{cases} E, & t \in [0, \tau], \\ 0, & t < 0 \end{cases}$$

записано в виде

$$y(t) = Y(t, t_0)C + \int_0^\tau Y(t - s, t_0)z'(s)ds, \quad (14)$$

где C – постоянная матрица; $z'(s)$ – неизвестная вектор-функция.

Решение (14) системы (13) определено при $\forall t > t_0$.

Подбирая C и $z(s)$ так, чтобы на отрезке $0 \leq t \leq \tau = t_0$ решение (14) совпало бы с начальной функцией (9), и представляя интеграл в (14) в виде суммы двух интегралов

$$\begin{aligned} \int_0^\tau Y(t - s, t_0)z'(s)ds &= \int_0^t Y(t - s, t_0) \times \\ &\times z'(s)ds + \int_t^\tau Y(t - s, t_0)z'(s)ds, \end{aligned}$$

получено

$$y(t) = C + \int_0^t z'(s)ds = \psi(t), \quad t \in [0, \tau]$$

или

$$C + z(t) - z(0) = \psi(t),$$

где $\psi(t) = \Phi(t_0, t)\varphi(t)$.

Это равенство удовлетворяется при

$$z(t) = \psi(t); \quad C = z(0) = \psi(0). \quad (15)$$

Поэтому решение системы (13) приняло вид:

$$\begin{aligned} y(t) &= Y(t, t_0)\psi(0) + \\ &+ \int_0^\tau Y(t - s, t_0)\psi'(s)ds. \quad (16) \end{aligned}$$

Интегрируя по частям в (16) и используя равенства (13) и (15), получено

$$y(t) = Y(t - \tau, t_0) \psi(\tau) + \int_0^\tau KY(t - \tau - s, t_0) \psi(s) ds. \quad (17)$$

Следовательно, используя (6), (9), (17), решение системы (1) при $t > t_0 = \tau$ имеет вид (12).

Теорема 1 доказана.

Далее доказано существование решения системы (1) с условиями (2), (3) для класса задач, удовлетворяющих условию (10). Подставив решение (12) в условие (3), получено

$$B_0 \varphi(\theta) + B_1 \Phi(T + \theta, \tau) Y(T - \tau + \theta, \tau) \times \times \Phi(\tau, \tau) \varphi(\tau) = C(\theta) - B_1 \Phi(T + \theta, \tau) \times \times K \int_0^\tau Y(T + \theta - \tau - s, \tau) \Phi(\tau, s) \varphi(s) ds. \quad (18)$$

Определена функция $\varphi(\tau)$. Так как условия (3) выполняются для всех $\theta \in [0, \tau]$, то при $\theta = \tau$ равенство (18) имеет вид:

$$[B_0 + B_1 \Phi(T + \tau, \tau) Y(T, \tau) \Phi(\tau, \tau)] \varphi(\tau) = C(\tau) - B_1 \Phi(T + \tau, \tau) K \int_0^\tau Y(T - s, \tau) \times \times \Phi(\tau, s) \varphi(s) ds. \quad (19)$$

При

$$\det D(\tau) = \det(B_0 + B_1 \Phi(T + \tau, \tau) \times \times Y(T, \tau) \Phi(\tau, \tau)) \neq 0 \quad (20)$$

из равенства (19) найдена вектор-функция

$$\varphi(\tau) = D^{-1}(\tau) [C(\tau) - B_1 \Phi(T + \tau, \tau) \times \times K \int_0^\tau Y(T - s, \tau) \Phi(\tau, s) \varphi(s) ds]. \quad (21)$$

Подставив (21) в (18), получено интегральное уравнение относительно вектор-функции $\varphi(s)$

$$\varphi(\theta) + B_0^{-1} \int_0^\tau P(\theta, s) \varphi(s) ds = f(\theta), \quad \theta \in [0, \tau], \quad (22)$$

где

$$P(\theta, s) = B_1 \Phi(T + \theta, \tau) [KY(T + \theta - \tau - s, \tau) - Y(T + \theta - \tau, \tau) \Phi(\tau, \tau) D^{-1}(\tau) \times \times B_1 \Phi(T + \tau, \tau) KY(T - s, \tau)] \Phi(\tau, s);$$

$$f(\theta) = B_0^{-1} (C(\theta) - B_1 \Phi(T + \theta, \tau) \times \times Y(T + \theta - \tau, \tau) \Phi(\tau, \tau) D^{-1}(\tau) C(\tau)). \quad (23)$$

В операторной форме уравнение (22) имеет вид:

$$L\varphi = f(\theta) = RC,$$

оператор R определяется равенством (23). Интегральное уравнение (22) является классическим уравнением Фредгольма 2-го рода, теория которых хорошо разработана [5].

Так как линейный оператор L невырожден, то

$$\varphi = L^{-1} f \equiv L^{-1} RC.$$

Таким образом, решение (12), удовлетворяющее условиям (2), (3), приняло вид:

$$x(t) = \Phi(t, \tau) Y(t - \tau, \tau) \Phi(\tau, \tau) L^{-1} RC + \times \Phi(t, \tau) K \int_0^t Y(t - \tau - s, \tau) \times \times \Phi(\tau, s) L^{-1} RC(s) ds, \quad t \in [t_0, T]. \quad (24)$$

Следовательно, доказана.

Теорема 2. Пусть выполняются условия (10), (20) и существует единственное решение интегрального уравнения (22). Тогда задача (1)–(3) однозначно разрешима и имеет решение в виде (24).

На основании полученного решения (24) краевой задачи (1)–(3) неравенство (4) имеет вид:

$$\left| l_i^T(t)x(t) \right| = \left| l_i^T(t)\Phi(t, \tau)Y(t - \tau, \tau) \times \right. \\ \left. \times \Phi(\tau, \tau)L^{-1}RC + a_i(t) \right| \leq 1, \quad (25)$$

где вектор-функции $a_i(t)$ определяются как

$$a_i(t) = l_i^T(t)\Phi(t, \tau)K \int_0^t Y(t - \tau - s, \tau) \times \\ \times \Phi(\tau, s)L^{-1}RC(s)ds, \quad i = \overline{1, n}. \quad (26)$$

Пусть $|a_i(t)| < 1, \quad i = \overline{1, n}, \quad t \in [t_0, T]$. Тогда из неравенства (25) по правилу треугольников

$$\left| l_i^T(t)\Phi(t, \tau)Y(t - \tau, \tau) \times \right. \\ \left. \times \Phi(\tau, \tau)L^{-1}RC \right| \leq 1 - |a_i(t)|. \quad (27)$$

Применив неравенство Коши-Буняковского к (27) и максимизировав его по i и t , имеем

$$\max_{i=\overline{1, n}} \max_{t \in [t_0, T]} \left\| l_i^T(t)\Phi(t, \tau)Y(t - \tau, \tau) \times \right. \\ \left. \times \Phi(\tau, \tau)L^{-1}R \right\| \|C\| \leq 1 - |a_i(t)|. \quad (28)$$

Используя оценку (5), из неравенства (28) согласно [6] достаточное условие $\{\lambda, \Gamma_t, t_0, T\}$ устойчивости системы (1) с дополнительными условиями (2), (3) приняло вид:

$$\lambda \leq \min_{i=\overline{1, n}} \min_{t \in [t_0, T]} \left[1 - |a_i(t)| \right] /$$

$$/ \left\| l_i^T(t)\Phi(t, \tau)Y(t - \tau, \tau)\Phi(\tau, \tau)L^{-1}R \right\|. \quad (29)$$

Таким образом, доказана.

Теорема 3. Пусть выполнены условия (5), (20). Тогда для $\{\lambda, \Gamma_t, t_0, T\}$ устойчивости решения (24) краевой задачи (1)–(3), (10) достаточно выполнения неравенства (29).

Численный расчет области технической устойчивости исследуемой системы целесообразно выполнять на ПК, решая соответствующие задачи Коши и вычисляя определенные интегралы с помощью численных методов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириченко, Н. Ф. Некоторые задачи устойчивости и управляемости движения / Н. Ф. Кириченко. – Киев : КГУ, 1972. – 212 с.
2. Хусаинов, Д. Я. Об одном представлении решений линейных систем с постоянным запаздыванием / Д. Я. Хусаинов, А. Ф. Иванов, Г. В. Шуклин // Дифференциальные уравнения. – 2005. – Т. 41, № 7. – С. 1001–1004.
3. Понтрягин, Л. С. Обыкновенные дифференциальные уравнения / Л. С. Понтрягин. – М. : Наука, 1982. – 331 с.
4. Эльсгольц, Л. Э. Введение в теорию дифференциальных уравнений с отклоняющимся аргументом / Л. Э. Эльсгольц. – М. : Наука, 1964. – 127 с.
5. Михлин, С. Г. Лекции по линейным интегральным уравнениям / С. Г. Михлин. – М. : ФИЗМАТГИЗ, 1959. – 232 с.
6. Цыганкова, Л. А. О некоторых задачах и условиях практической устойчивости / Л. А. Цыганкова // Вычислительная и прикладная математика : межведомств. науч. сб. – Киев : Вища шк., 1976. – №. 30. – С. 103–112.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.04.2009

L. A. Tsyhankova

On one algorithm of the determination of the solution of a differential edge task with permanent lag and its domain of technical stability

The paper looks at the problem of finding solution and conditions of technical stability of linear differential equation system with variable coefficients and permanent lag. The class of problems has been determined for which the solution of the system with a continuous initial function on segment $[0, \tau]$ has been obtained. The edge problem conditions are reduced to Fredholm equation providing there exists a unique solution which is written in the operator form. The solution of the edge problem has been determined and the conditions of practical stability have been obtained.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский, канд. техн. наук, доц.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассмотрены варианты управления магистральными системами горячего водоснабжения, дана оценка целесообразности регулирования параметров технологического процесса с помощью изменения скорости двигателя, изложен принцип расчета и построения системы автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения. Технологический объект представлен как система с распределенными параметрами. В статье предложена методика расчета экономической эффективности и срока окупаемости от внедрения систем автоматического управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

Регулирование параметров переходных процессов в магистральных трубопроводах можно получить, используя запорную арматуру (задвижку) или устройства частотного регулирования электрических параметров электродвигателя сетевого насоса. Регулирование параметров с помощью запорной арматуры может быть ручным (без применения средств автоматизации) и автоматическим (т. е. может использоваться регулятор), но в любом случае оно является неполноценным – можно говорить о потерях энергии и, как следствие, уменьшении КПД системы.

Оценка экономичности способов регулирования может быть выполнена следующим образом.

1. Регулирование расхода теплоносителя путем регулирования скорости вращения двигателя.

$$\Delta P = P_{12} - P_2,$$

где P_{12} – электромагнитная мощность двигателя; P_2 – мощность на валу двигателя.

В общем виде мощность на валу центробежного насоса подчиняется соотношениям:

$$\frac{P_2}{P_{2ном}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_{ном}} \right)^2;$$

$$P_2 = P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2; \quad (1)$$

$$P_{12} = \frac{P_2}{1-s} = \left| \frac{\omega = \omega_0(1-s)}{1-s = \omega/\omega_0} \right| = \frac{P_2}{\omega} \omega_0; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} P_{12} &= P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^3 \frac{\omega_0}{\omega} = \\ &= P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_{ном}}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\Delta P = P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_{ном}} - P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^3. \quad (4)$$

Находятся максимальные потери как производная $d\Delta P/d\omega = 0$:

$$\frac{d\Delta P}{d\omega} = \frac{P_{2ном}\omega_0}{\omega_{ном}^2} \cdot 2\omega - \frac{P_{2ном}}{\omega_{ном}^3} \cdot 3\omega = 0; \quad (5)$$

$$\omega = 2\omega_0/3;$$

$$\Delta P_{max} = P_{2ном} \frac{4\omega_0^2}{9\omega_{ном}^2} \frac{\omega_0}{3\omega_{ном}};$$

$$\frac{\Delta P}{P_{2 \text{ ном}}} = \frac{4 \omega_0^3}{27 \omega_{\text{ном}}^3}.$$

$$\text{Откуда } \frac{\Delta P_{\text{max}}}{P_{2 \text{ ном}}} \approx (15 \dots 17) \%.$$

Максимальные потери энергии в роторной цепи составляют до 17 %.

2. Регулирование расхода теплоносителя путем изменения сечения трубопровода трубопроводной арматурой (скорость вращения двигателя не регулируется).

Такое регулирование приводит к изменению гидравлического сопротивления магистрали.

$$\Delta H = H_1 - H_1', \quad (6)$$

где H_1 – рабочая QH-характеристика магистрали при полностью открытой задвижке при расходе Q_1 ; H_1' – рабочая QH-характеристика магистрали при открытой задвижке при Q_1 .

$$\Delta P = c Q_1 \Delta H = c Q_1 (H_1 - H_1'); \quad (7)$$

$$H_1' = H_{\text{ном}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{ном}}} \right)^2; \quad (8)$$

$$\Delta P = c Q_1 \left(H_1 - H_{\text{ном}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{ном}}} \right)^2 \right) =$$

$$= \left| \begin{array}{l} \frac{H_1}{H_{\text{ном}}} \approx 1, \text{ т.к. } H_1 \approx H_{\text{ном}} \\ \frac{Q_1}{Q_{\text{ном}}} = q \end{array} \right| = c Q_1 H_{\text{ном}} (1 - q^2);$$

$$P_{2 \text{ ном}} = c Q_{\text{ном}} H_{\text{ном}};$$

$$\Delta P = c Q_1 H_{\text{ном}} \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{ном}}} (1 - q^2) = P_{2 \text{ ном}} q (1 - q^2); \quad (9)$$

$$\Delta P = P_{2 \text{ ном}} q (1 - q^2); \quad (10)$$

$$\frac{d(\Delta P)}{dq} = P_{2 \text{ ном}} (1 - 3q^2) \text{ при условии, что}$$

$$q = \frac{1}{\sqrt{3}};$$

$$\frac{\Delta P}{P_{\text{ном}}} = q(1 - q^2) = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{3}} \right) =$$

$$= 0,385 = 38,5 \%.$$

Таким образом, такое регулирование приводит более чем к двукратному увеличению потерь мощности в сравнении с регулированием скорости двигателя.

Полноценное регулирование параметров технологического процесса может осуществляться с помощью частотного привода. В данной системе сетевых насосных агрегатов может быть использовано несколько способов включения частотных приводов – преимущественно индивидуальный и групповой. Индивидуальный привод предполагает использование для каждого электродвигателя сетевого насоса своего частотного преобразователя. Данный способ построения системы регулирования является дорогостоящим, но при этом позволяет наиболее полно использовать преобразователи в процессе регулирования – сделать процесс регулирования – с максимальным КПД.

Работа одного частотного преобразователя на два частотных привода имеет ряд своих ограничений. При таком регулировании либо частотный привод ставится со значительно завышенной мощностью для регулирования во всем диапазоне одновременно двух приводов по идентичному алгоритму. Такой способ не является удачным, т. к. когда параметры сети значительно снижены (это обусловлено технологическим процессом), необходимо отключить первый двигатель. Второй остается с нагрузкой, близкой к номинальной, при этом параметры преобразователя находятся в нижней части диапазона регулирования. При дальнейшем снижении мощности привод попадает на нижнюю границу диапазона, там привод может работать нестабильно, ухудшается КПД электрической части и системы в целом. При работе в перегрузке системы и необходимости аварийного отключения из системы приходится выводить сразу два

сетевых насосных агрегата, что может привести к отключению всей станции, т. к. при отсутствии воды в котлоагрегатах (водогрейных) образуется «дефицит воды», что может привести к образованию паровой фазы в водогрейном контуре (при исправной работе защит и автоматики котлоагрегатов). Такое событие в работе станции (особенно в осенне-зимний период) является недопустимым. Для полноценной реализации такого режима работы оборудования, как правило, ставят дополнительно один индивидуальный частотный привод.

В условиях жесткого контроля расходования денежных средств на модернизацию основных фондов энергосистемы в основном проектируется один частотный привод с мощностью, ближайшей большей к параметрам механических мощностей сетевого насоса с учетом возможных перегрузок. Такой режим позволяет при работе двух и более насосных агрегатов осуществлять регулирование только в очень узком диапазоне (не более $\pm 10\%$ от номинального расхода). Регулирование осуществляется следующим образом: все насосы запускаются в номинальном (нерегулируемом) режиме – становятся в «базу», последний насос догружает систему до требуемых параметров. Общая производительность составляет $Q_{\Sigma} = n Q_{H/A}$ (n – количество работающих насосов). При таких параметрах гидравлической системы, когда расход значительно возрастает или снижается, общая производительность будет подчиняться следующим требованиям:

– в случае увеличения

$$Q_{\Sigma} \gg n Q_{\text{ном } H/A}, \quad Q_{\Sigma} = (n+1) Q_{H/A};$$

– в случае снижения

$$Q_{\Sigma} \ll n Q_{\text{ном } H/A};$$

$$Q_{\Sigma} = (n-1) Q_{H/A}.$$

При регулировании в большем диапазоне, когда давление, формируемое регулируемым насосом значительно ниже номинального, и все насосные агрегаты,

как в данном случае, работают на один общий Прямой коллектор, регулируемый насос будет незначительно влиять на QH-параметры системы или вообще не будет оказывать влияния на параметры системы. Попросту говоря, насос будет «задавлен» давлением прямого коллектора, сформированным другими нерегулируемыми насосами. При этом остальные насосы будут перегружены – при общей точке «входа» они разделят, насколько это возможно, нагрузку регулируемого насоса.

Данные проблемы регулирования исчезают при использовании индивидуального привода. Алгоритм управления является одинаковым для всех насосов, условия отключения/включения дополнительного насоса, перечисленные выше, сохраняются.

Построение самой системы управления может быть полноценным при условии рассмотрения объекта управления как системы с распределенными параметрами.

В качестве объекта исследования используется участок магистральной тепловой сети от МТЭЦ-2 – П2 по Гомельскому шоссе в г. Могилеве. Наружный диаметр трубопровода исследуемого участка составляет 1024 мм. Общая протяженность исследуемого объекта составляет 4283,7 м. Участок разбит на две части: МТЭЦ-2 – ТК-9А и ТК-9А – П2. Способ прокладки – наземный на отдельно стоящих опорах. Сетевой контур источника горячего водоснабжения содержит две ступени повышения сетевого давления в системе: первая ступень – шесть насосных агрегатов, вторая ступень – 10 насосных агрегатов. Геодезическая отметка «0» составляет 168 м, максимальная отметка системы – 176 м над уровнем моря. В качестве насосных агрегатов и электродвигателей сетевого контура станции для второго подъема используются асинхронные двигатели 630 кВт, 6 кВ и насосы СЭ2500-140.

На основании уравнений Навье-Стокса в цилиндрических координатах

и уравнения неразрывности получены зависимости, которые в операторной форме функции двух переменных описывают поведение жидкости в трубопроводе. Их решение получено с использованием функций Бесселя. Далее для приведения имеющегося решения к желаемой форме используются волновые свойства объекта, которые учтены гидравлическими сопротивлениями линии. Рассмотрено влияние значений коэффициента затухания δ и коэффициента фазы ε – составляющих $\theta(p)$ на характер переходного процесса.

$$\rho_2(s, x) = \rho_1(s, 0) \cdot ch[\theta(s)l] - (\theta^2(s)B_{TP} \cdot v_1(s, 0)/s) \cdot sh[\theta(s)l]; \quad (11)$$

$$v_2(s, l) = v_1(s, 0) \cdot ch[\theta(s)l] - (s \cdot p_1(s, 0)/\theta^2(s)B_{TP}) \cdot sh[\theta(s)l], \quad (12)$$

где $\theta(s)$ – операторный коэффициент распространения возмущений; B_{TP} – приведенный модуль упругости трубы с жидкостью.

По общепринятым формулам выполнен расчет числа Рейнольдса и сделано заключение о характере потока в трубопроводе: поток является ламинарным, что соответственно определяет свойства системы и правильность выбора математического пакета [1]. Далее по известным таблицам распределения вязкости воды при различных значениях давления и температуры найдена формула плотности функции температуры и давления [2]. При описании динамической составляющей поведения жидкости в трубе встречается величина B_{TP} , одним из множителей которой является первая производная давления по плотности $\partial p / \partial \rho$; решение может быть получено графоаналитическим способом.

С помощью полученных результатов выполняется приведение передаточных функций гидродинамической составляющей поведения жидкости в трубопроводе к виду, удобному для моделирования в среде MATLAB [3]:

$$\frac{p_2(s, l)}{p_1(s, l)} = \frac{K}{ch[\theta(s)l] + \frac{Z_{вЛ}(s)}{Z_1(s)} sh[\theta(s)l]}. \quad (13)$$

При помощи (3) выполнен анализ частотных свойств функции, путем разложения в ряд $th[\theta(s)l]$ и с использованием максимально возможных технологических параметров получены корни функции для первых 10 резонансов.

Результаты построения ЛАЧХ показали, что в диапазоне от 0 до 10 Гц система имеет при различной протяженности от одного до нескольких резонансных частот. Выбирается данный частотный диапазон как диапазон, в котором система имеет максимальные колебательные процессы, которые гасятся самой системой в гораздо меньшей степени, чем в других частотных диапазонах. Остальные колебания, вызванные резонансами в частотных диапазонах высших порядков, гасятся самой системой, в частности электромеханической частью системы электродвигатель – насос – магистральный трубопровод. При исследованиях выбираются первые резонансы (до 10) как наиболее вредоносные. Большее количество, как показали исследования, не увеличивает точность, хотя и существенно затрудняет расчеты, т. к. приходится использовать большее количество членов гиперболического ряда. Однако в целом с использованием разложения точность существенно снижается, в то время как полученная гиперболическая передаточная функция практически со 100-процентной точностью совпадает с исследуемой при использовании поправочного коэффициента K .

Для построения модели рабочего органа рассмотрены особенности гидравлических характеристик системы: основные зависимости, последовательная и параллельная работа насосов, по паспортным данным насосов рассчитаны QH-характеристики.

Добавляя к предложенному математическому описанию динамической составляющей статическую составляющую и описание трубопроводов сетевого контура, может быть разработана математическая модель в среде MATLAB. На основании формулы определения потерь на трение в различных элементах трубопроводов Дарси-Вейсбаха, уравнений Кирхгофа и уравнения Бернулли выполнен статический расчет сетевого контура трубопроводов источника горячего водоснабжения и исследуемого участка магистральной тепловой сети [4, 5]. Тепловой выполнен по [2].

Для построения модели выполнены расчет параметров электродвигателей сетевых насосных агрегатов и расчет параметров частотного электропривода.

Выполнено построение математической модели в среде MATLAB, представлены статические и динамические составляющие трубопровода. В модели представлен источник теплоснабжения в виде каскада сетевых электронасосов (насос-электродвигатель), выходные параметры которых формируют прямой коллектор, откуда в соответствии с запросом потребителей формируются выходные технологические параметры отпускающих магистралей. В модели реализован блок температуры, учитывающий влияние температуры наружного воздуха и температуры теплоносителя. Каждый участок представлен модулем расчета динамической составляющей и статических потерь. Модель, учитывающая изменение плотности от давления и температуры, устроена так, что без перестраивания структуры, только вводя параметры системы, можно воспроизводить любой из существующих технологических режимов.

Реализация индивидуальной схемы включения выполнена на базе автономного инвертора напряжения с ШИМ-модуляцией, каналами управления напряжением и частотой и встроенным ПИД-регулятором скорости.

Для реализации моделирования управления с помощью частотного при-

вода схема электродвигателя представлена в осях ХУ теории обобщенной машины.

В качестве координаты, по которой будет осуществляться управление, выбирается давление; принцип построения системы управления выбирается, как и в других системах с распределенными параметрами [6], по принципу подчиненного регулирования, но со своими особенностями построения регулятора.

Для расчета регулятора давления в конце трубопровода необходимо рассчитать передаточные функции насосного агрегата и магистрального трубопровода.

Расчет передаточной функции насосного агрегата содержит ряд трудностей (квадрат расхода рабочей жидкости). Для получения искомой передаточной функции частично используется расчет А. К. Аракеляна и А. В. Шепелина [7]. Предложенная ими передаточная функция, раскладывающаяся в ряд, содержит степенные функции в числителе и знаменателе. Окончательно передаточная функция насоса примет вид:

$$W_H(p) = k_n \frac{-2\tau}{1 - 0,6 \cdot (1 - 2\tau p)}, \quad (14)$$

где k_n — коэффициент линеаризации кривой напора насоса от скорости; τ — время распространения волны в один конец трубопровода.

Далее выполняется расчет датчика давления обратной связи $K_{др}$, выбирается малая некомпенсируемая постоянная T_μ .

Передаточные функции регулятора и фильтра примут вид:

$$W_{рег}(s) = \frac{abT_\mu s + 1}{abT_\mu s} \cdot \frac{K_{дс}(T_{H/A}s + 1)}{2 \cdot T_\mu K_{др} K_{тес} K_{г2} K_{H/A} s} \times \frac{T_{гп}^2 s^2 + 2 \cdot \gamma \cdot T_{гп} + 1}{0,00001 s^2 + 0,0001 s + 1}; \quad (15)$$

$$W_{фco}(s) = \frac{1}{abT_\mu s + 1}, \quad (16)$$

где T_{TP} – постоянная времени трубопровода; γ – параметр аппроксимирующей модели РП-объекта, $\gamma = (\omega_{PEZ(i)} / \omega_{PEZ(i-1)})^2$.

По результатам исследования

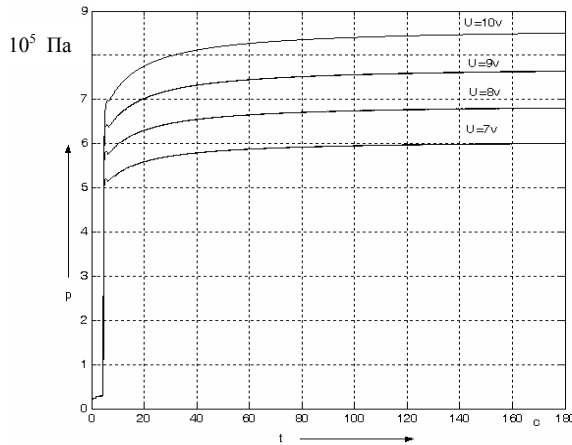


Рис. 1. График переходного процесса при использовании системы регулирования для исследуемого объекта

Применение такой системы регулирования (реализация регулятора) затруднительно с использованием стандартных контроллеров. Здесь может найти применение специальное программное обеспечение, позволяющее модели в среде MATLAB с регулятором, задающими воздействиями, обрабатывать сигналы с датчика пульта. Такой аппаратно-программный комплекс разработан ICPDAS.

Оценка экономической эффективности от внедрения предложенной системы выполняется следующим образом.

Работа теплоисточника напрямую зависит от запроса потребителей (от требуемых расхода давления и температуры). Таким образом, каждые сутки она может изменяться. Для анализа из оперативного журнала смены взяты реальные состояния за 2005 г. Схема, количество, состав оборудования может меняться через 12 ч, следовательно, из оперативного журнала смены взято 728 различных состояний.

$T_{\Phi} = 4T_{TP}$. Результаты моделирования системы автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения от МТЭЦ-2 представлены на рис. 1 и 2.

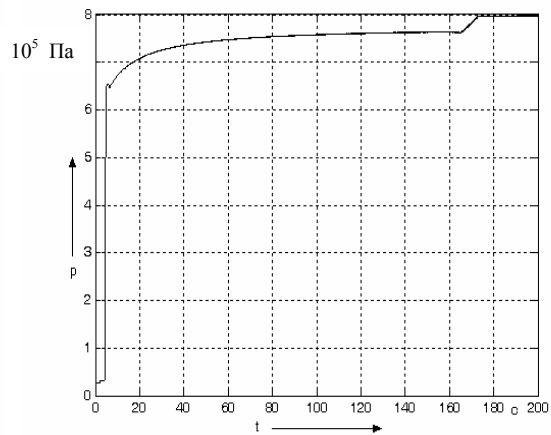


Рис. 2. График переходного процесса давления исследуемого объекта при одновременном пуске насосных агрегатов и плавном увеличении задания с 9 до 9,37 В за 10 с

$$Q_{СУМ} = \sum_{i=1}^m Q_{магистраль(i)}, \quad (17)$$

где m – общее количество отходящих от теплоисточника магистралей горячего водоснабжения.

Так как насосы второй ступени исследуемого объекта работают на один коллектор, то условно предполагается, что вся вода равномерно распределяется между работающими насосами. Тогда количество воды, приходящееся на один насос, составит в общем случае и для рассматриваемой схемы:

$$Q_{НАi} = \frac{Q_{СУМ}}{n}, \quad (18)$$

где n – количество работающих насосов

Принимается, что давление в обратном коллекторе составит 0,2 МПа.

Зная расход каждого насосного агрегата, по QH-характеристике рассчитывается давление на коллекторе, производимое каждым насосом для регулируемого $p_{РЕГ}$ и нерегулируемого $p_{НЕРЕГ}$ процессов.

Обратным пересчетом по [5] рассчитывается желаемое давление на насосном агрегате $p_{HA\text{ РЕГ}}$.

Для расчета потребляемой мощности насоса используется значение перепада давлений, которое есть разница давлений в прямом и обратном коллекторах в нашем случае или разница давления напора насосов второй ступени подъема давлений и напора насосов первой ступени подъема давлений:

$$dp_{\text{НЕРЕГ}} = p_{HA\text{ НЕРЕГ}} - p_{OK}; \quad (19)$$

$$dp_{\text{РЕГ}} = p_{HA\text{ РЕГ}} - p_{OK}, \quad (20)$$

где p_{OK} – давление обратного коллектора.

Формула для расчета потребляемой мощности сетевого насоса (далее в расчете все значения мощности согласованы с паспортной QH-характеристикой) имеет вид:

$$N_{HA} = \frac{Q_{HA} \cdot dp \cdot k}{\eta_{HA}}, \quad (21)$$

где η_{HA} – КПД насосного агрегата, $\eta_{HA} = 0,85$; k – коэффициент запаса на неточность характеристики насоса, для насосов более 300 кВт $k = 0,7$.

Таким образом, расчетные значения мощности насосного агрегата для регулируемого $N_{HA\text{ РЕГ}}$ и прямого (нерегулируемого) $N_{HA\text{ НЕРЕГ}}$ включения

$$dN = N_{HA\text{ НЕРЕГ}} - N_{HA\text{ РЕГ}}. \quad (22)$$

При установке ПЧ необходимо учесть потери мощности на преобразователе $dP_{ПЧ}$. Пусть потери в час составляют 2,5 кВт (здесь электрическая мощность будет рассеиваться на тепло при нагреве силовых ключей и блока питания).

Тогда формула (22) будет скорректирована с учетом потерь на преобразователе частоты:

$$dN = N_{HA\text{ НЕРЕГ}} - (N_{HA\text{ РЕГ}} + dP_{ПЧ}). \quad (23)$$

Рассчитывается разница в потребляемой мощности за 12 ч:

$$dN_{12} = 12dN. \quad (24)$$

Для исследуемой системы dN_{12} в зимний период составит до 637,42 кВт.

Так, когда в системе работает четыре сетевых насоса, по сетевому контуру МТЭЦ-2 экономия электроэнергии составит за 12 ч:

$$dN_{c/2} = 4dN_{12}. \quad (25)$$

Общая экономия за год $\mathcal{E}$, кВт·ч, (для исследуемого объекта по данным за 2005 г. – 1906 МВт) определится как

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^{i=728} dN_{c/2(i)}. \quad (26)$$

С учетом того, что стоимость 1 кВт 145 р. (T – тариф), ожидаемый экономический эффект в год в денежном эквиваленте $\mathcal{E}_д$, млн р., составит:

$$\mathcal{E}_д = T \cdot \mathcal{E}. \quad (27)$$

Для исследуемого объекта экономический эффект в год в денежном эквиваленте составит 276,36, млн р.

Помимо ожидаемого экономического эффекта целесообразно рассчитать срок окупаемости оборудования, для чего необходимо учесть затраты на внедрение оборудования.

Предполагается, что при установке частотных преобразователей ПЧ строительная часть не требуется – преобразователи крепятся навесным способом к стене или устанавливаются в пределах 5 м напольным способом.

Расчет стоимости одного комплекта оборудования выполняется исходя из следующей комплектации: преобразователь частоты (6 кВ, 630 кВт), автоматический выключатель (пятый габарит), кабельная продукция (медный кабель $4 \times 120 \text{ мм}^2$ – 5 м), синусоидальный фильтр (3 шт.), контроллер, датчик давления (диафрагменный учет) – на общую сумму 150,4 млн р.

Далее выполняется расчет стоимости внедрения одного преобразователя: используя нормы времени Минэкономэнерго НВ12, НВ39, рассчитывают стои-

мость монтажных и наладочных работ. В расчете учитывается стоимость проектно-сметной документации, строительно-монтажных работ, пусконаладочных работ. Общая стоимость работ составит 20,7 млн р.

Общая стоимость установки 10 преобразователей с учетом комплексной наладки их как системы (C_B – стоимость внедрения) составит 1719 млн р.

Кроме того, необходимо учесть, что установка преобразователя частоты позволит снизить нагрузки на ходовые части насосного агрегата и уменьшить износ двигателя насоса. Это приводит к замене капитального ремонта электродвигателя и насосного агрегата на средний (1 раз за период в 5 лет после установки ПЧ). Такая замена дает экономию затрат ($З_P$ – замена типа ремонта) с одного сетевого электронасоса 9 млн р.

Срок окупаемости внедрения можно рассчитать по формуле

$$C_o = \frac{C_B - 10 \cdot З_P}{Э_d} . \quad (28)$$

Итак, срок окупаемости внедрения системы автоматического управления на базе разработанной математической модели в среде MATLAB с использованием аппаратно-программного комплекса при инвестициях в 1,7 млрд р. составит 6 лет.

Выводы

Предложенная методика позволяет выполнить расчет экономической эффективности и расчет срока окупаемости от внедрения систем автоматического

управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автушенко, Н. А. Математическое описание движения жидкости в трубопроводе с учетом распределенности параметров / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 2. – С. 18–27.
2. Автушенко, Н. А. Тепловой расчет систем магистральных сетей горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 2. – С. 9–17.
3. Автушенко, Н. А. Анализ частотных свойств динамической составляющей поведения теплоносителя в магистральном трубопроводе / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий // Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. – 2008. – № 6. – 31 с. : ил.
4. Автушенко, Н. А. Расчет статической составляющей гидродинамических процессов в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 177–184.
5. Ленецкий, Г. С. Моделирование источников горячего водоснабжения магистральных трубопроводов в среде MATLAB / Г. С. Ленецкий, Н. А. Автушенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 3. – С. 123–130.
6. Киселев, Н. В. Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с. : ил.
7. Аракелян, А. К. Способы построения систем автоматического управления электроприводами насосов, работающих на длинные трубопроводы / А. К. Аракелян, А. В. Шепелин // Электричество. – 2001. – № 2. – С. 7–8.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.01.2009

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky
Efficiency of control systems by transients
in the main hot waterway pipelines

Variants of control in pipeline systems of hot water supply are considered in the paper. Also, the estimation on the expediency of the regulation of the technological process parameters changing engine speed is given. The principle of design and construction of the system of automatic control by the main pipeline system of hot water supply is stated. The technological object is presented as a distributed parameter system. The design procedure of the economic efficiency and the period of recovery from the introduction of the automatic control systems is offered. The material given in the paper can be used for estimation of the necessity of introducing control systems in the main pipeline systems.

УДК 519.673:62-83

А. С. Коваль, канд. техн. наук, доц., А. В. Шваяков

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЛИФТОВ СО СКОРОСТЬЮ ДО 2 М/С

В статье рассматривается электромеханическая система лифта, образованная электрической и механической подсистемами. Выполнен анализ основных составляющих, входящих в электрическую и механическую подсистемы. Представлен обзор систем управления, применяемых в лифтах. Рассмотрены кинематические схемы массовых лифтов.

Введение

Лифт представляет собой стационарную грузоподъемную установку, которую можно представить в виде двух подсистем: электрической и механической. Вместе электрическая и механическая подсистемы образуют электромеханическую систему лифта.

В массовых лифтах со скоростью до 2 м/с и нерегулируемым электроприводом (ЭП) основой электрической подсистемы является двухскоростной асинхронный двигатель (АД) с короткозамкнутым ротором [1]. В настоящее время происходит

постепенный отказ от использования нерегулируемого электропривода в лифтах со скоростью до 2 м/с в пользу частотно-регулируемого, в том числе на основе односкоростного АД с короткозамкнутым ротором. Основная причина такой замены заключается в энергосберегающем эффекте и улучшении характеристик комфортности при поездке.

Для наиболее распространенных лифтов, с верхним расположением ЭП, состав электромеханической системы лифта с регулируемым ЭП и односкоростным АД представлен на рис. 1.

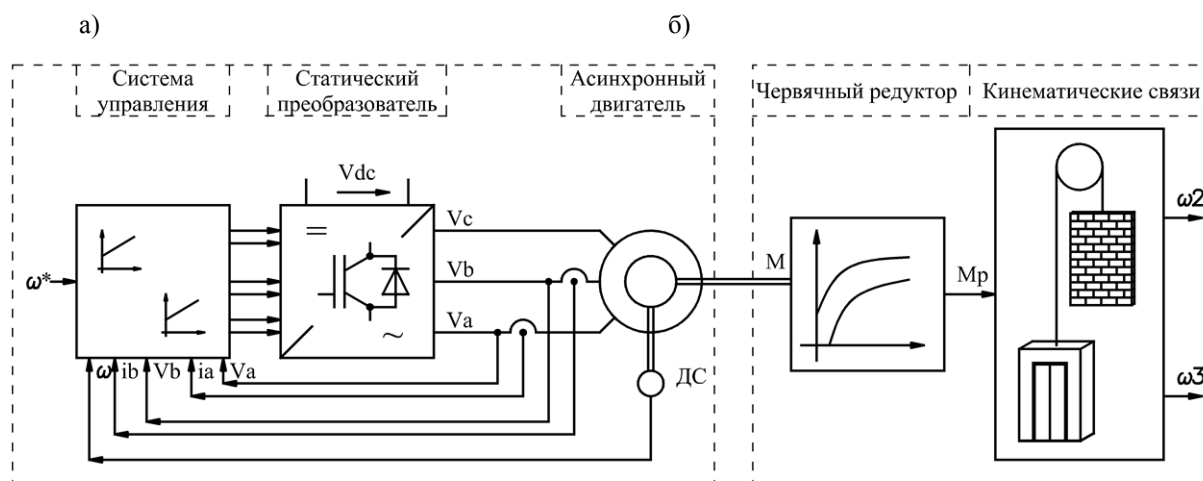


Рис. 1. Состав электромеханической установки лифта: а — электрическая подсистема; б — механическая подсистема

К электрической подсистеме относятся статический преобразователь, асинхронный двигатель, система управления и датчики скорости, напряжения и тока. Вместе они образуют частотно-регулируемый ЭП лифта.

руемый ЭП лифта.

Механическая подсистема включает червячный редуктор, кинематические связи, кабину и противовес.

Статические преобразователи лифтов

В современных лифтах наибольшее распространение получили преобразователи частоты с принципиальной схемой, показанной на рис. 2 [2, 3]. Также находят применение преобразователи, построенные по принципиальной схеме (см. рис. 2), но имеющие вместо цепи сброса энергии цепь накопления энергии [2].

В скоростных лифтах применяют преобразователи с другой принципиальной схемой (рис. 3) [3].

Использование в электроприводах лифтов перспективных преобразователей, например, «матричного» типа [4–6] или «многоуровневых» [7–9], ограничено вследствие увеличения периода окупаемости лифта.

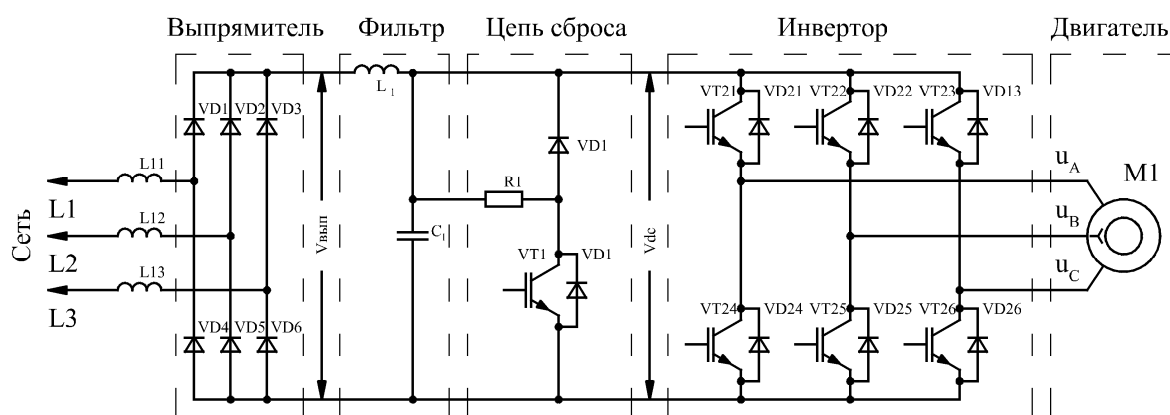


Рис. 2. Принципиальная схема статического преобразователя

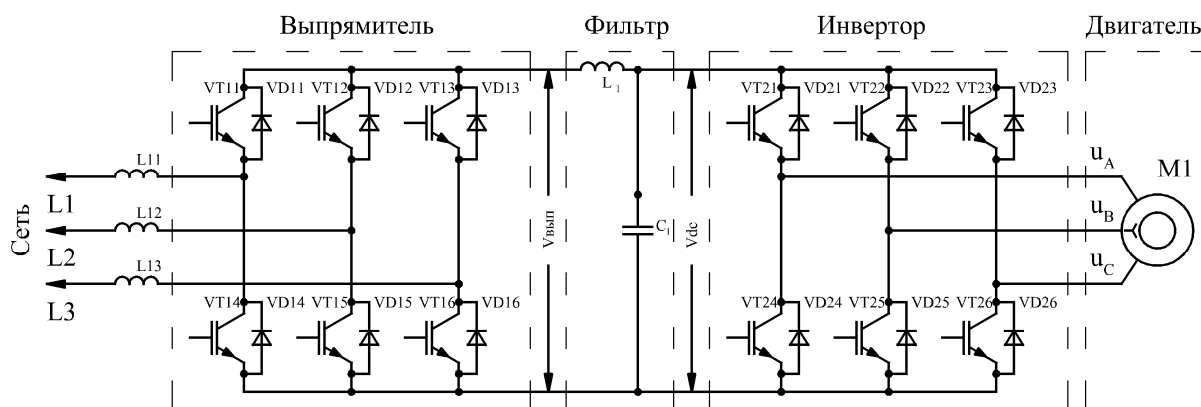


Рис. 3. Принципиальная схема статического преобразователя скоростных лифтов

Асинхронные двигатели для регулируемого электропривода лифта

Применение частотного регулирования позволяет использовать в лифтах односкоростные короткозамкнутые АД [10–12], что приводит к существенной экономии электрической энергии, причем

сегодня – это основное направление повышения технико-экономических характеристик лифтов.

Существует мировая практика применения в перспективных лифтах синхронных двигателей с постоянными магнитами (вентильные двигатели), в том числе в безредукторном исполнении и с

внешним ротором [13]. Однако для массового лифта применение таких конструкций экономически не оправдано, т. к. требуют существенных первичных затрат.

Ведутся работы по разработке тихходных многополюсных односкоростных АД привода лифта [14].

Системы частотного управления, применяемые в лифтах

На работу электрической подсистемы наибольшее влияние оказывает система частотного управления. Существуют

различные классификации систем частотного управления, например, приведенная на рис. 4.

Алгоритм управления систем скалярного управления основан на соотношениях, справедливых для статического режима. В соответствии с этими алгоритмами управляемыми величинами являются амплитуда и частота напряжения, тока или потока [16]. Системы скалярного управления уступают по качеству регулирования и быстродействию системам векторного управления.

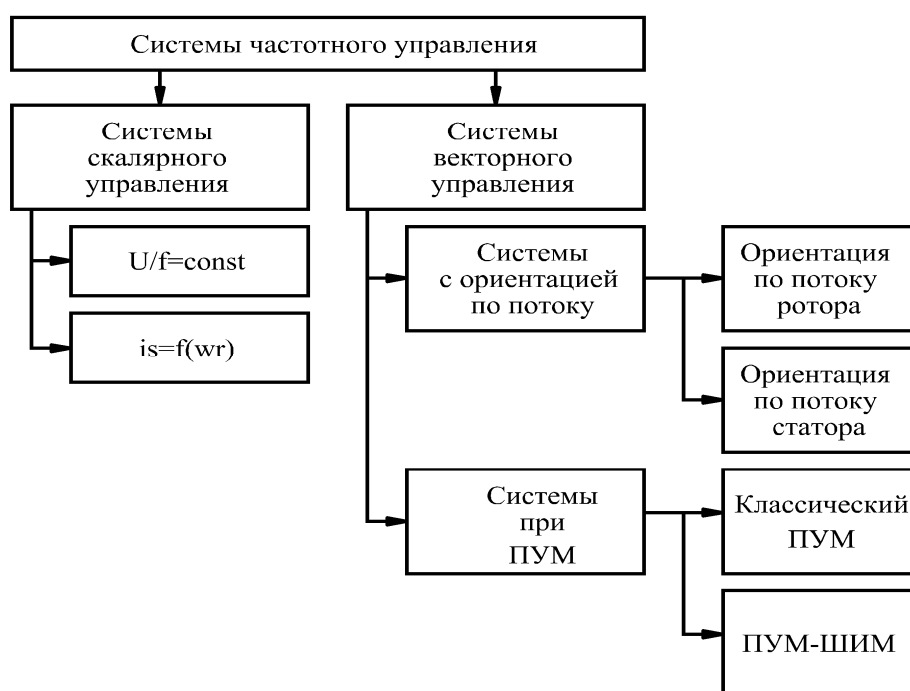


Рис. 4. Классификация систем частотного управления АД [15]

В системах векторного управления регулируется не только амплитуда и частота, но и пространственное положение вектора напряжения, тока или потока [16]. Системы векторного управления позволяют построить замкнутые системы управления, обладающие улучшенными статическими и динамическими характеристиками по сравнению со скалярными системами управления [16], но являются более сложными.

При выборе конкретного вида системы управления необходимо учитывать

особенности работы системы частотного управления и причины, способствующие возникновению слабозатухающих колебаний скорости в лифтах. Одной из причин является инерционность контура управления моментом [17]. Необходимо, чтобы электропривод обладал быстродействующим контуром управления моментом, т. е. использовал векторный принцип управления.

Среди всех систем векторного управления система при прямом управлении моментом (ПУМ, «Direct Torque

Control», DTC) обладает самым быстрым контуром управления моментом, причем робастность и быстрый динамический отклик по моменту достигнуты без дополнительной информации с датчиков скорости, положения, координатных преобразований, широтно-импульсного модулятора и регуляторов тока [18, 19].

Примером практической реализации системы векторного управления при ПУМ является ряд комплектных приводов типа ACS-600, ACS-800 и ACS-1000, выпущенных фирмой ABB. Фирма TWERD представила электропривод с алгоритмом управления при ПУМ-ШИМ (широтно-импульсный модулятор) [20].

Применение в лифтах быстродействующих электроприводов, таких как ПУМ и ПУМ-ШИМ, позволяет реализовать активный способ демпфирования упругих колебаний в механической подсистеме [21]. Особенности работы систем векторного управления при ПУМ или ПУМ-ШИМ в электроприводах лифтов, в том числе со скоростью движения до 2 м/с, требуют дальнейших исследований.

Кинематические схемы лифтов

Механические подсистемы канатных лифтов могут иметь различное исполнение (рис. 5) [17, с. 10; 22; 23, с. 61].

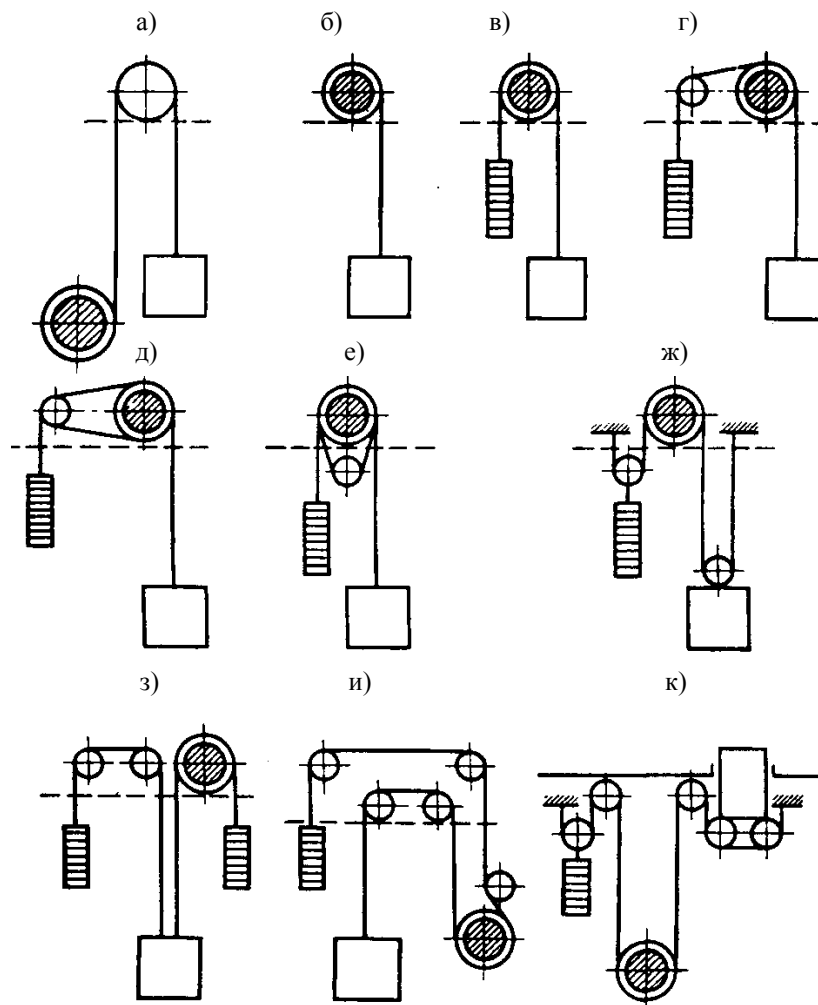


Рис. 5. Кинематические схемы лифтов

Наиболее часто встречаемая кинематическая схема приведена на рис. 5, в. На ней условно не показаны уравнивающие канаты. Эта схема применяется в редукторных канатных лифтах с высотой подъема до 75 м и скоростью движения кабины лифта до 2 м/с, в том числе и с регулируемым ЭП.

На этой схеме (см. рис. 5, в) можно выделить элементы, характеризующие сосредоточенными и распределенными параметрами [22–24]. К сосредоточенным элементам относятся массы кабины, противовеса, канатоведущего шкива, моменты инерции редуктора, муфты, валов и двигателя; к распределенным элементам – канаты, которые представляют собой сложную динамическую систему.

Анализу механических подсистем с упругими связями, в числе которых и механическая подсистема лифтов, уделено достаточное внимание [25, 26]. Основные исследования в этом направлении связаны с учетом распределённости параметров, которая при математическом описании сводится аппроксимацией к цепочке парциальных систем [25, 26], а также к описанию механической подсистемы трехмассовой [24] и четырехмассовой расчетными схемами.

При синтезе и анализе системы управления важно иметь наиболее простое математическое описание, имеющее наибольшую сходимость с реальными переходными процессами в лифтах.

Редукторные лифтовые лебедки

Редукторные лифтовые лебедки в подавляющем большинстве оснащаются червячной передачей [17, 23]. Применение червячных редукторов в лифтах связано со следующими преимуществами [23]:

- компактный и небольшой размер при заданном передаточном числе и передаваемой мощности;
- минимальное число движущихся частей, что минимизирует расходы на техническое обслуживание и замену;
- обеспечение червячным зацеплением бесшумной работы;
- стойкость к ударной нагрузке.

Недостатки червячного редуктора:

- невысокий коэффициент полезного действия;
- нелинейная зависимость коэффициента полезного действия в функции скорости вращения червяка (рис. 6) [27–29].

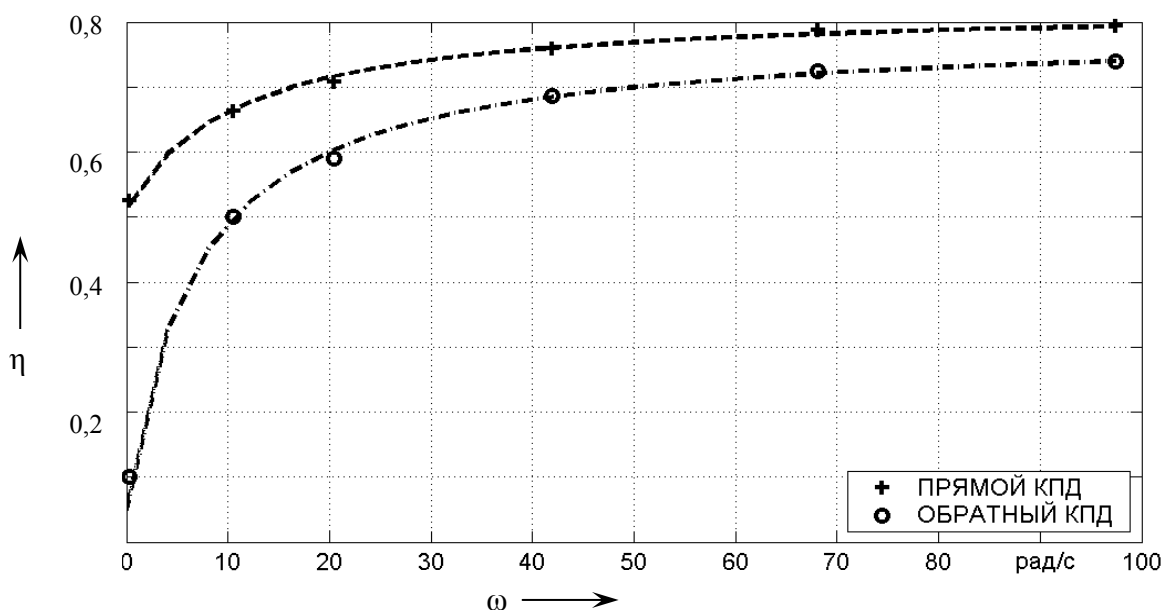


Рис. 6. Зависимости прямого и обратного КПД от скорости червяка

Нелинейность коэффициента полезного действия существенным образом сказывается на переходных процессах электропривода лифта, особенно при малых частотах вращения [30]. Низкие энергетические характеристики червячных редукторов определяют основной интерес к разработке безредукторных ЭП с низкооборотными двигателями переменного тока.

Взаимодействие электрической и механической подсистем

В электромеханической системе лифта может существовать взаимосвязь между процессами, протекающими в электрической и механической подсистемах [17]. Причем ЭП при определенных условиях оказывает демпфирующее воздействие на слабо демпфированную механическую подсистему, которой и является механическая подсистема лифта, и, как следствие, может снижать динамические нагрузки на элементы механической подсистемы. В таком случае можно говорить о взаимодействии электрической и механической подсистем. Степень взаимодействия подсистем зависит от структуры системы управления электрической подсистемы, её динамических характеристик, собственной частоты механической подсистемы.

Существуют способы оценки степени взаимодействия электрической и механической подсистем, основанные на частотных методах, в том числе на основе оценки коэффициента электромеханической связи [17]. Для определения степени взаимодействия необходима разработка математических моделей электрической и механической подсистем, а также оценка резонансных частот механической подсистемы.

Оптимальная диаграмма движения

Одним из основных требований к электроприводу лифтов является обеспечение минимального времени движения кабины лифта при поездке с учетом ог-

раничений на величины рывка, ускорения и скорости кабины. Это требование положено в основу формирования оптимальной диаграммы движения кабины лифта [31].

В литературе встречаются различные способы формирования диаграмм движения [31–36], отличающиеся прежде всего законом формирования рывка [33].

В практике применения регулируемого электропривода в массовых лифтах со скоростью до 2 м/с. В качестве сигнала задания, как приближение к оптимальной диаграмме движения, используется S-диаграмма движения с постоянным рывком и ускорением, изменяющимся по трапецеидальному закону. Причем и рывок, и ускорение при этом существенно отличаются от оптимальных. Поэтому при формировании диаграммы движения необходимо учитывать особенности электрической и механической подсистем лифта, что при использовании частотно-регулируемого ЭП, в том числе и с ПУМ (ПУМ-ШИМ), требует дальнейших исследований.

Выводы

1. Частотно-регулируемый ЭП с односкоростным асинхронным двигателем в массовых лифтах со скоростью движения до 2 м/с – основное энергосберегающее решение, определяющее направление развития массовых лифтов в настоящее время.

2. В связи с использованием регулируемого ЭП в массовых лифтах со скоростью до 2 м/с необходимо адекватное и экспериментально обоснованное математическое описание механической подсистемы лифта, что позволит решать задачи анализа и синтеза систем автоматического управления используемого ЭП.

3. Применение частотно-регулируемого ЭП с векторным управлением при ПУМ (ПУМ-ШИМ), обладающего наибольшим быстродействием в контуре регулирования моментом, предостав-

ляет потенциальную возможность влиять на степень взаимодействия электрической и механической подсистем в лифтах, т. е. определяет направление дальнейшего исследования по изучению возможностей ЭП при ПУМ (ПУМ–ШИМ) в массовых лифтах.

4. В механической подсистеме редукторных лифтов червячный редуктор представляет собой существенно-нелинейный элемент, определяющий качество работы регулируемого ЭП лифта при малых частотах вращения, что важно при позиционировании кабины лифта. Необходимы дальнейшие исследования структур систем автоматического регулирования ЭП лифта, позволяющих учесть влияние этой нелинейности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Афонин, В. И.** Развитие лифтовых приводов [Электрон. ресурс] / В. И. Афонин, А. В. Шорохов. – Режим доступа : <http://www.vemp.ru/science.html>. – Дата доступа : 10.02.08.
2. **Rufer, A.** A supercapacitor-based energy-storage system for elevator with soft commutated interface / A. Rufer, Ph. Barrade // IEEE Transactions on Industry Application. – 2002. – Vol. 38, № 5. – P. 1151–1158.
3. **Yano, M.** History of Power Electronics for Motor Drives in Japan / M. Yano, S. Abe, E. Ohno // [Electronic resource] Mode of access : http://www.ieee.org/portal/cms_docs_iportals/iportals/aboutus/history_center/conferences/che2004/Yano2.pdf. – Date of access : 25.11.06.
4. **Cha, H. J.** An Approach to Reduce Common-Mode Voltage in Matrix Converter / H. J. Cha, P. N. Enjeti // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2003. – Vol. 39, № 4. – P. 1151–1159.
5. **Nielsen, P.** New Protection Issues of a Matrix Converter : Design Considerations for Adjustable-Speed Drives / P. Nielsen, F. Blaabjerg, J. K. Pedersen // IEEE Transactions on Industry Applications. – 1999. – Vol. 35, № 5. – P. 1150–1161.
6. **Kim, S.** AC / AC Power Conversion Based on Matrix Converter Topology with Unidirectional Switches / S. Kim, S.-K. Sul, T. A. Lipo // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2000. – Vol. 36, № 1. – P. 139–145.
7. **Rodriguez, J.** Multilevel Inverters : A Survey of Topologies, Controls, and Applications / J. Rodriguez, JS. Lai, F. Z. Peng // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2002. – Vol. 49, № 4. – P. 724–738.
8. A Multilevel Inverter System for an Induction Motor With Open-End Windings / V. T. Somasekhar [etc.] // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2005. – Vol. 52, № 3. – P. 824–836.
9. Reduced Common-Mode Modulation Strategies for Cascaded Multilevel Inverters / P. C. Loh [etc.] // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2003. – Vol. 39, №5 – P. 1386–1395.
10. **Попов, В. И.** Частотно-регулируемые асинхронные двигатели для трехфазного лифтового электропривода / В. И. Попов // Электричество. – 2006. – № 6. – С. 60–64.
11. **Парфенович, О. Н.** Применение стандартизированных односкоростных асинхронных электродвигателей для привода лифтов массовых серий / О. Н. Парфенович, А. С. Коваль // Повышение энергетических характеристик и снижение расхода материалов низкого напряжения : всесоюзный межотраслевой науч.-техн. семинар. – М. : Информэлектро, 1983. – С. 2.
12. Электропривод лифтов со скоростью движения до 1,6 м/с / О. Н. Парфенович [и др.] // Применение систем автоматизированного электропривода на промышленных предприятиях Беларуси : материалы науч.-техн. конф. – Минск : БПИ, 1982. – С. 145.
13. Axial-Flux Permanent-Magnet Motor for Direct-Drive Elevator Systems Without Machine Room / R. L. Fichoux [etc.] // IEEE transactions on industry applications. – 2001. – Vol. 37, № 6. – P. 1693–1701.
14. **Афонин, В. И.** Основные направления повышения технического уровня двигателей для привода лифтов [Электрон. ресурс] / В. И. Афонин, А. В. Шорохов. – Режим доступа : <http://www.vemp.ru/science.html>. – Дата доступа : 10.02.08.
15. **Kazmierkowski, M. P.** Direct Torque Control of PWM Inverter-Fed AC Motors – A Review / M. P. Kazmierkowski // III Summer Seminar on Nordick Network for Multi Disciplinary Optimised Electric Drives : Material of Proceeding. – Zegrze, Poland, – 2003. – P. 1–19.
16. **Vas, P.** Sensorless vector and direct torque control / P. Vas. – Oxford : Oxford science publications, 1998. – 730 p.
17. **Ключев, В. И.** Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М. : Энергия, 1971. – 320 с. : ил.
18. **Vas, P.** Artificial-Intelligence-Based Electrical Machines and Drivers / P. Vas. – Oxford : University Press, 1998. – 620 p. : pic.
19. Assessment of direct torque control for induction motor drivers / D. Casadei [etc.] // Bulletin of the polish academy of sciences technical sciences. – 2006. – Vol. 54, № 3. – P. 237–254.
20. **Zelechowski, M.** Industrial Application of Sensorless Direct Torque Control – Space Vector Modulated (DTC-SVM) for Inverter Fed Induction Motor Drives / M. Zelechowski, W. Kolomyjski,

M. Twerd // IV Summer Seminar on Nordick Network for Multi Disciplinary Optimised Electric Drives : Material of Proceeding. – Tallinn, 2004. – P. 81–83.

21. **Пятибратов, Г. Я.** Ресурсосберегающее управление усилиями в упругих передачах и исполнительных устройствах электромеханических систем и комплексов / Г. Я. Пятибратов // V международ. (XVI Всероссийская) конф. по автоматизированному электроприводу АЭП–2007, 18–21 сент. 2007 г. – СПб. : С.-Петерб. гос. политехн. ун-т ; Моск. энергет. ин-т, 2007. – С. 58–60.

22. **Чутчиков, П. И.** Электрооборудование лифтов массового применения / П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев – М. : Машиностроение, 1983. – 168 с. : ил.

23. **Яновский, Л.** Проектирование механического оборудования лифтов : монография / Л. Яновский. – 3-е изд. – М. : АСВ, 2005. – 336 с.

24. **Коваль, А. С.** К вопросу исследования частотных свойств электропривода при прямом управлении моментом с широтно-импульсной модуляцией в лифтовых установках / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Изв. вузов и энерг. объединений СНГ. – 2008. – № 1. – С. 24–33.

25. **Рассудов, Л. Н.** Электропривод с распределенными параметрами электромеханических элементов / Л. Н. Рассудов, В. Н. Мядзель. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 144 с. : ил.

26. **Киселев, Н. В.** Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с. : ил.

27. **Скойбеда, Т. А.** Детали машин и основы конструирования : учебник / Т. А. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред.

А. Т. Скойбеды. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с. : ил.

28. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для вузов / Д. Н. Решетов. – 3-е изд., испр. и перераб. – М. : Машиностроение, 1975. – 655 с.

29. **Левитан, Ю. В.** Червячные редукторы : справочник / Ю. В. Левитан, В. П. Обморонов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отделение, 1985. – 168 с. : ил.

30. **Pelchen, C.** Modeling and Simulating the Efficiency of Gearboxes and of Planetary Gearboxes / C. Pelchen, C. Schweiger, M. Otter // 2 International Modelica Conference, Proceedings. – Oberpfaffenhofen, Germany, 2002. – P. 257–266.

31. Лифты : учебник для вузов / Под общ. ред. Д. П. Волкова – М. : АСВ, 1999. – 480 с. : ил.

32. **Белов, М. П.** Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов : учебник для вузов / М. П. Белов, В. А. Новиков, Л. Н. Рассудов. – 2-е изд., стер. – М. : Академия, 2004. – 576 с.

33. **Harris, C. M.** Harris` shock and vibration handbook / C. M. Harris, A. G. Piersol. – New York : McGraw-Hill, 2002. – 1456 p.

34. **Pat. US005896950A (USA).** Position control method for elevator / E. M. Koh ; applicant 25.11.96 ; printed 27.04.99.

35. **Pat. US007147084B2 (USA).** Elevator control using switched speed and position / P. Jahkonen ; applicant 12.08.05 ; printed 12.12.06.

36. **Pat. US006164416A (USA).** Procedure and apparatus for the deceleration of an elevator / A. Laine [etc.] ; applicant 30.04.97 ; printed 26.12.00.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 02.04.2009

A. S. Koval, A. V. Shvayakov
Electromechanical system of lifts
with a speed of 2 m/s

An electromechanical lift system formed by electric and mechanical subsystems is considered in the paper. The analysis of main components included in electric and mechanical subsystems is given. The review of the control systems used in lifts is done. Kinematic circuits of mass lifts are examined.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 620.179

**С. С. Сергеев, канд. техн. наук, доц., Е. И. Марукович, чл. корр. НАН Беларуси, проф.,
А. П. Марков, В. Ф. Гоголинский, канд. техн. наук, доц.**

СПОСОБЫ И СТРУКТУРА ВИЗУАЛЬНО-ОПТИЧЕСКОГО СКОПИРОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Рассматриваются особенности технологического контроля многопараметровых объектов с распределенными источниками технологической информации. Комбинированные способы и структуры пространственно-временного копирования в линейных и пространственных координатах акустическими, оптическими и акустооптическими методами максимально адаптированы к таким задачам и условиям.

Введение

Оценка эксплуатационного состояния и управляемость сложными технологическими объектами связаны с наличием и качеством оперативной информации. В первичной информации проявляется реакция объекта на различные локальные и совокупные внешние воздействия различной физической природы. При этом формируется первичное сообщение о наличии и свойствах зарождающихся отклонений от нормированных технологических параметров и свойств. В информационном поле, присущем объекту, соответственно технологическому отклонению появляется некоторая неоднородность. С образованием такой неоднородности возникает источник информации с неопределенными пространственно-временным расположением и характеристиками. Случайное распределение таких источников в пространственных координатах неопределенных объектов создает дополнительные сложности по выявлению и абстрагированию их информационно-энергетических параметров. В системном распределении технологических отклонений и информационных неоднородностей и структурно-алгоритмическом объединении операций технологического контроля и мониторинга проявляется определенная направленность и последова-

тельность выполняемых функций с учетом стратегии, целей, внешних и внутренних многофакторных связей между задачами технологического объекта и его контролеспособностью.

Источники и структура технологической информации

Разнообразие многофакторных зависимостей, характерных для любого объекта, проявляется в многообразии первичной информации о его техническом состоянии. Важнейшей особенностью технологической информации является ее пространственно-временная изменчивость, в которой выражаются неоднородности анизотропных механических свойств и информационных характеристик. В оценке текущего состояния объектов существенную роль играют пространственно-временные зависимости между прямыми и обратными локальными связями в проявлении случайных технологических отклонений и их отображениями в источниках технологической информации. И здесь определяющее значение приобретают системные факторы проявления зарождающихся отклонений и оперативного выявления соответствующих информационных неоднородностей. Функциональные и корреляционные зависимости характе-

ристик проявляемых отклонений и выявляемых неоднородностей способствуют более рациональной адаптации аппаратных средств к реальным объектам, критериям и условиям эксплуатации [1].

Аппаратное обеспечение контролеспособности при создании новой техники, технологий и оборудования максимально учитывает современные достижения как в самой отрасли, так и в смежных областях. Но для существующих изделий и производств совершенствование технологий контроля носит приспособительный характер. Механический перенос способов и средств из других отраслей со схожими задачами не обеспечивает требуемой технико-экономической эффективности оперативного контроля реального объекта.

Разработка новых и совершенствование существующих технических средств и технологий наряду с менее затратными операциями параметровой постадийной коррекции, стабилизации и регулирования требует более затратных автоматизированных систем и информационно-измерительных комплексов. Применимость комплексной автоматизации регламентируется технико-экономической эффективностью и затратностью технологического контроля. В переходе на более совершенные технологии особую проблему составляет адаптация аппаратного обеспечения в оценке состояния случайно распределенных многопараметровых источников технологической информации [2].

Технологическая проявляемость случайных отклонений с характерным низким энергетическим уровнем информационных неоднородностей (или вообще отсутствие информации из-за слабых физических полей) существенно ограничивает информационную выявляемость особенно зарождающихся дефектных зон. В целенаправленном сосредоточении и в пространственном распределении энергии информативных источников проявляется все многообразие задач и способов совершенствования технологического контроля. Безаварийная эксплуатация машин и механизмов, отдельных деталей,

узлов и целых инженерно-технических комплексов, объектов различных видов транспорта (в том числе и трубопроводного), энергетики, машиностроения и других отраслей связана с конструкторско-технологическими мероприятиями по обеспечению качества и надежности. В этих программах особое внимание уделяется анализу и своевременному выявлению источников и причин, обуславливающих дефекты, отказы и аварийные ситуации [3].

С усложнением изделий и технологий возрастает функциональная значимость технологического контроля, растут затраты на упреждение, прогнозирование и раннее выявление технологических отклонений до их проявления в виде дефектов и отказов. Достоверное выявление источников технологической информации существенно повышает эксплуатационную эффективность и надежность особенно сложных и ответственных объектов.

При случайном характере дефектообразования особую сложность представляет выявление распределенных в ограниченных зонах и участках или по всему объекту внутренних и наружных труднодоступных источников информации. В общепринятой идентификации макродефектов по их морфологическим и генетическим признакам определяющими являются:

- распределение по поверхности и сосредоточение по отдельным элементам конструкции;
- изменение микрорельефа и поперечных размеров в месте сосредоточения отклонений с единичным или групповым расположением;
- периодичность и статистические характеристики размеров дефектной зоны;
- наличие структурной и технологической неоднородности;
- изменение микроструктуры и формы поверхности в дефектной зоне.

Технологическая информация предполагает в общем случае формирование характерных признаков аномаль-

ного отклонения с последующим отображением в виде оптического изображения, доступного для непосредственного восприятия наблюдателем. При этом технологические особенности отклонений проявляются в эффектах формирования информационного контраста неоднородности в пространственно-однородной зоне. Совокупности разнородных величин и физико-технических параметров с их всевозможными аномальными отклонениями отображаются в соответствующей системе абстрагирования от материального объекта до формализованного образа. И в комплексе информационно-преобразовательных операций представляются все этапы трансформации технологической информации до ее удобозримого восприятия наблюдателем.

Особенности пространственно-временного восприятия технологической изменчивости одновременно с изменением информационного контраста (неоднородности) отражают всю информационно-физическую сущность способов и структуры технологического контроля. При этом характерные количественные и качественные особенности взаимодействия стимулирующих воздействий на объект проявляются в его реакции (обратная связь). В такой реакции информативные излучения от объекта абстрагируются в информационно-физические сигналы датчиков. Объекты технологической информации и их параметры изменяются как во времени, так и в пространственных координатах. Соответственно и абстрактные модели могут быть сосредоточенными и распределенными в пространственных или линейных координатах. В первом случае источники и приемники взаимно ориентированы и заранее определены.

Но более общим случаем является случайное координатное распределение источников. При этом возникают противоречия между формируемыми требованиями к моделируемым источникам и ограниченностью априорной информации об их признаках. В таком случае модели описываются некоторыми случайными

закономерностями с учетом их корреляционных связей с характерными признаками проявления технологических отклонений и выявления их информационных неоднородностей.

Особую сложность представляет качественный учет характера внутренних взаимозависимостей информационно-технологических проявлений отклонений и соответствующих неоднородностей. Однако формализованное разграничение технологических признаков и физических параметров (величин) с четко представленными технологическими задачами позволяет для отдельно взятого объекта конкретизировать их многопараметровые зависимости. При этом учитываются ограничения, обуславливающие всю совокупность выходных и входных параметров, определяемых структурой, конструкцией и технологиями объекта контроля.

В структуре технологического контроля случайно распределенное проявление отклонений и неоднородностей и их взаимосвязей позволяет разграничить объекты на:

- объекты, определенные задачами технологического контроля и параметрами, но пространственно-временные значения параметров и их отклонений случайны; заданные параметры и их нормативы случайны в пространственно-временной области существования характеристик объекта;

- объекты неопределенные, что связано со случайным поиском, выявлением и обнаружением информативной зоны с заранее неизвестными свойствами; источники информации и их характерные признаки не известны, пространственно-временные области существования таких признаков (свойств) и диапазоны колебаний параметров также не известны.

В технологической информации характерные свойства отклонений на первичном уровне представляются в виде некоторых физических величин или параметров. Однако если парамет-

ры и их зависимости определены нормативно-технологическими условиями и режимами, то случайное пространственно-временное распределение отклонений и их системных факторов не определены. Их обусловленность, статистические характеристики и корреляционные связи с отдельными условно обособленными параметрами и критериями требуют оперативной информации в возникновении особенно аномальных отклонений и их динамике. Именно ими ограничивается ресурс работы, работоспособность и надежность объекта.

Системный подход к контролеспособности объекта и технологической информации предопределяет первопричину и носителя первичных сообщений. Для любого объекта технологическая информация возникает именно в момент зарождения технологических отклонений как потенциальных дефектов. То есть технологическая информация генерируется при наличии отклонений: нет отклонений – нет сообщений и нет технологической информации. И здесь очень важно обеспечить своевременное выявление источника информации, чтобы потом уже в технологическом контроле определить его пространственно-временные координаты, локальные связи с элементами конструкции и технологическими режимами.

Для случайного поиска и гарантированного проявления распределенного носителя первичной информации выявляется ее излучатель, локализуется более информативная часть отображаемой энергии и формируется информационный контраст. Таким образом, на первичном уровне проявления технологические отклонения отображаются адекватной информационной контрастностью. Формализованно контрастность неоднородности отражается в спектрально-энергетических параметрах излучения источника и фона.

Именно в информационно-технологическом отклонении и информационно-физической неоднородности поля проявляется их взаимосвязь. Более достоверно такая взаимосвязь отображается в спек-

трально-энергетическом изображении. Для такого процесса трансформации технологической информации особое значение приобретает помехозащищенность и быстродействие в преобразовании и передаче, плотность и селективность, эффективность преобразования и программно-алгоритмической обработки.

В структурно-алгоритмической реализации информационно-преобразовательного процесса формирования распределенных источников технологической информации разграничены некоторые характерные этапы:

- зональное проявление технологических отклонений;
- поиск, выявление (обнаружение) и селективное восприятие информативных излучений;
- коммутация, направление и каналирование информативного излучения;
- информационно-физические преобразования, дистанцирование и прием;
- обработка с учетом цели, критерия и программы;
- копирование изображений и визуальное отображение для восприятия, анализа, документирования и принятия решения.

В таких структурах поиск и локализация случайно распределенных источников информации позволяет с некоторым приближением установить области наиболее вероятного сосредоточения их, выделить элементы конструкции и по корреляционным зависимостям ограничить перечень параметров, их диапазоны и нормы. По результатам таких исследований диагностируется работоспособность объектов и дается оценка их контролеспособности. Ограниченный при этом объем технологической информации требует высокой чувствительности в восприятии и быстродействия в функциональной обработке в реальном времени.

Особую проблему составляет создание способов и средств исследования

неопределенных объектов. В этом случае предъявляются повышенные требования по точности и достоверности контроля по каждому параметру в большом динамическом диапазоне. Так как это уникальные объекты со своей спецификой исследований, то к способам и технологиям контроля нет ограничений по технико-экономической эффективности и производительности. Но при этом накладываются жесткие ограничения по технологической информации о функциональных зависимостях между параметрами и свойствами объекта, что, в свою очередь, повышает требования на информационно-метрологические и динамические характеристики контрольно-измерительных средств.

Специфика самого объекта со случайным распределением источников информации определяет стратегию, структуру и процедуру оптимального выявления экстремальных состояний. Для достоверной локализации проводится пространственно-временное копирование особенно «сомнительных зон». Мгновенно воздействуя стимулирующим излучением, оценивают реакцию объекта через некоторое время после снятия этого воздействия. По различию информации, снимаемой с участков с нормальным состоянием и с аномальными отклонениями, фиксируют координаты потенциальных дефектов.

Наилучшие результаты выявляемости экстремальных отклонений дают источники мгновенных точечных значений. Для них физико-технические характеристики материального объекта с нормированными значениями существенно отличаются от соответствующих характеристик аномальной зоны. В такой ситуации информативное излучение неоднородной зоны, геометрия и структура неоднородности и адаптер информационной системы должны взаимодействовать взаимориентированно. Они функционально адаптируются к специфике неоднородности и спектрально-энергетическим параметрам ее. За счет остронаправленной

ориентации приемника в пространственно-временных координатах источника первичной информации более эффективны технологии и способы идентификации, сличения и сравнения.

Оптимизация структуры и параметров по критерию максимальной выявляемости неоднородностей обуславливает способы ориентации, поиска и детектирования, которые должны обеспечивать кратковременный режим взаимодействия и осуществляться в противоположных экстремальных координатах. При этом координаты расположения неоднородности будут проявляться экстремально, что обеспечивает наибольшую вероятность обнаружения.

Структура и способы копирования в линейных и пространственных координатах

Аппаратное обеспечение контролеспособности технологий и особенно массогабаритных изделий со случайно распределенными источниками информации предполагает оперативный контроль наиболее ответственных элементов конструкции и поверхностных зон. На пространственном сосредоточении и распределении параметров и свойств объекта сказываются его конструктивно-технологические особенности и некоторые статистические закономерности. В таких причинно-следственных взаимосвязях наиболее полно проявляются информационно-технологическая обусловленность характера и местоположение неоднородностей.

С учетом этого способы и технологии оперативного контроля должны быть максимально адаптированы к условиям, задачам и специфике объекта. В оперативном контроле особое значение имеют прогнозирование технологических неоднородностей и характер зарождающихся дефектов. В проектно-технологических разработках и исследованиях особо значимо выявление причинно-следственных связей между со-

стоянием, свойствами и физической природой аномальных отклонений и их спектрально-энергетических отображений. Именно в спектрально-энергетическом отображении в большей мере выражается высокочувствительная технологическая проявляемость отклонений и их системная выявляемость [4, 5].

В способах и технологиях визуально-оптического скопирования максимально учитываются физико-технологические особенности более эффективной визуализации экстремальных отклонений в их относительном проявлении в спектрально-энергетическом информативном излучении. Для визуального отображения пространственно-временного распределения источников информации необходимо обеспечить случайный поиск и соответствующее спектрально-энергетическое преобразование выявленных излучений. В современных методах и технологиях неразрушающего контроля имеется большое разнообразие технических средств.

Из используемых излучений более комфортными, эргономически и биологически адаптированными к зрительному восприятию являются акустические, тепловые и оптические. Структура и способы комбинированных преобразований позволяют расширить функциональные возможности отдельно взятого способа для задач видеоскопии внутренних поверхностей с координатной привязкой и документированием результатов. Оптическая информация в комбинированном контроле обеспечивает ряд существенных преимуществ. Оптические излучения при взаимодействии с другими создают спектрально-энергетическое пространство признаков выявляемой неоднородности. В них достоверно отображается информационно-физический портрет источника информации.

Ограниченность комбинированных способов оперативного контроля обусловлена сложностями помехозащищенной трансформации технологической информации. Комбинированное использование преимуществ существующих спо-

собов неразрушающего контроля и оптико-электронных технологий повышает коммуникабельность видеоскопии в линейных и особенно пространственных координатах объекта. Именно комбинированное скопирование объектов со случайно распределенными источниками информации реализуется более рационально и организованно.

Информационно-преобразовательный синтез комбинированных структур обеспечивает оптимальный выбор оперативного контроля, системную адаптацию его к эксплуатационным условиям, технологическим, конструктивным, массогабаритным и другим особенностям и требованиям. Если в акустооптических эффектах отображается высокочувствительная проявляемость технологических отклонений, то каналированная локальная оптическая связь позволяет расщеплять, преобразовывать и распределять по уровням информационные потоки. В условиях пространственной ограниченности и удаленности, массогабаритной и конструктивной недоступности, агрессивных и взрывоопасных воздействий и других факторов гибкая волоконная связь оказывается незаменимой.

Техника и технологии волоконной оптики позволяют организовывать пространственно-разделенные и пространственно-ориентированные лучистые потоки с каналированием излучений и элементов оптических изображений. Конструктивно обособленные оптические волокна и их объединение в жгуты и коллекторы создают дополнительные схмотехнические преимущества способом скопирования, особенно в пространственных координатах объекта. Случайно ориентированный поиск источников информации в различных способах скопирования обеспечивает неоспоримые преимущества оптико-волоконным технологиям.

В многоэлементных структурах светопроводящих волокон наряду с пространственно-распределенными локаль-

ными оптическими связями (зонды, адаптеры, датчики и т. д.) эффективны мобильные приборы и системы централизованного контроля, используемые непосредственно в производстве, при регламентных проверках и мониторинге, испытаниях и исследованиях. Световодные структуры копирования уже на первичном уровне более рационально решают задачи поиска распределенных источников информации, поэлементного восприятия и проникновения в традиционно недоступные и невидимые зоны и полости. Быстродействующее копирование с первичной обработкой технологической информации в реальном времени обеспечивает и упреждающий режим выявления экстремальных ситуаций.

Выбор способов и структурно-алгоритмической реализации их в общем случае определяется функциональным назначением, спектрально-энергетическими характеристиками информативных излучений, разрешающей способностью, информационными возможностями канала, спецификой объекта и рядом других условий. Но волоконно-оптическое копирование в комбинированном контроле при некотором усложнении повышает эффективность и производительность оперативного контроля. За счет распределения и совмещения операций по многопараметровому контролю с одновременной передачей информативных параметров обеспечивается оптимальное копирование объекта с его пространственно-временным распределением спектрально-энергетических источников технологической информации. При этом спектрально-энергетическое копирование комбинированными средствами обеспечивает максимум первичной информации с комфортным отображением оптических изображений неоднородностей в линейных и пространственных координатах распределенных источников информации.

Заключение

В комбинированном копировании объектов физически, структурно и сис-

темно объединяются эффекты первичного взаимодействия излучений с материальными поверхностями и функциональные элементы различной физической природы. За счет более эффективного согласования информационно-физических преобразований реализуются современные способы и структуры оптико-электронного копирования на специфических эффектах акустического, оптического и акустооптического взаимодействия информационных полей и излучений.

В комбинированных способах оперативного контроля вся совокупность информационно-алгоритмических преобразований информации распределенных источников структурно распределяется и по уровням. Такое многоуровневое распределение информативных параметров с модульной структурой технических средств позволяет создавать быстро перестраиваемые средства и технологии, максимально адаптированные к конструктивно-технологическим особенностям совершенствующихся изделий и динамично развивающихся технологий в различных отраслях деятельности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Некоторые особенности информационного анализа и синтеза волоконно-оптических систем технологического контроля / С. С. Сергеев [и др.] // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 2. – С. 164–168.
2. **Марукович, Е. И.** Некоторые направления совершенствования технологического контроля в литейном производстве оптоволоконными средствами / Е. И. Марукович, А. П. Марков, Д. А. Горбунов // Литье и металлургия. – 2006. – Ч. 2, № 2. – С. 107–111.
3. **Кульчин, Ю. Н.** Распределенные волоконно-оптические измерительные системы / Ю. Н. Кульчин. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 272 с.
4. **Гармаш, В. Б.** Возможности, задачи и перспективы волоконно-оптических измерительных систем в современном приборостроении // В. Б. Гармаш, Ф. А. Егоров, Л. Н. Коломиец // Спец. выпуск «Фотон – экспресс». Наука. – 2005. – № 6. – С. 19–23.

5. Плетнев, С. В. Волоконно-оптические методы и средства дефектоскопии : справ. пособие

/ С. В. Плетнев, А. И. Потапов, А. П. Марков. – СПб. : ЛИТА, 2001. – 312 с.

Белорусско-Российский университет
ИТМ НАН Беларуси
Материал поступил 30.03.2009

**S. S. Sergeev, E. I. Marukovich,
A. P. Markov, V. F. Gogolinsky
Means and structure of visual-optical
replication of distributed sources of
technological information**

The paper looks at special features of the technological control of multiparameter objects with distributed sources of technological information. Combined means and structures of spatial-temporary replication in linear and spatial coordinates by acoustic, optical and acoustooptical means are maximally adapted to such tasks and conditions.

СТРОИТЕЛЬСТВО . АРХИТЕКТУРА

УДК 691.327:66.04:662.998.002.234

М. С. Бибик, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕРМООБРАБОТКИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОПOTЕРЬ В ЯМНЫХ КАМЕРАХ НА ПОЛИГОНАХ ОАО «ЗАВОД СЖБ № 1»

Статья посвящена актуальной проблеме экономии тепловой энергии при термообработке железобетонных изделий. Рассмотрено одно из направлений энергосбережения – снижение теплопотерь через ограждающие конструкции ямных пропарочных камер. В результате исследований температурных режимов камер на полигонах завода, выполненных с использованием электронных датчиков, были получены данные для принятия конструктивных решений по утеплению стенок ряда камер с целью снижения теплопотерь в окружающую среду. Приведены сравнительные данные по температурным режимам в камерах до и после утепления, свидетельствующие об эффективности утепления.

Введение

Производство сборного железобетона относится к числу наиболее энергоемких технологий. По данным [1] затраты энергии на изготовление 1 м³ железобетона составляют 1250–2000 МДж, а общезаводская энергоёмкость на предприятиях, выпускающих такие изделия, достигает 1700–3000 МДж/м³. При этом в энергетическом балансе заводов сборного железобетона из общего количества потребляемой энергии основная ее часть приходится на долю тепловой энергии, а остальная часть – на долю электроэнергии. Наглядное представление о соотношении этих видов энергии в общем энергопотреблении и о структуре энергозатрат при производстве сборного железобетона дает табл. 1 [1].

бетона из общего количества потребляемой энергии основная ее часть приходится на долю тепловой энергии, а остальная часть – на долю электроэнергии. Наглядное представление о соотношении этих видов энергии в общем энергопотреблении и о структуре энергозатрат при производстве сборного железобетона дает табл. 1 [1].

Табл. 1. Структура энергозатрат при производстве сборного железобетона

Производство железобетона	Всего энергии, %	В том числе	
		электрической	тепловой
Приготовление бетонной смеси	0,38	0,35	0,03
Хранение материалов на складах:			
цемента	0,25	0,25	–
заполнителей с подогревом	2,85	0,15	2,7
Изготовление арматуры, включая склад стали	7,5	7,5	–
Формование изделий, подготовка форм, укладка арматуры, отделка поверхности изделий и приготовление смазки	8,6	7,4	1,2
Тепловлажностная обработка	55,0	–	55,0
Внутрицеховой и заводской транспорт	1,95	1,95	–
Ремонтные службы	2,2	1,8	0,4
Отопление и горячая вода	10,02	–	10,02
Освещение и вентиляция	2,45	2,45	–
Прочие работы	8,8	0,45	8,35

Из табл. 1 видно, что из общей потребности тепловой энергии около 70 % расходуется на термообработку изделий, подогрев заполнителей, воды затворения и смазки для форм, причем львиная доля тепловой энергии (55 %) затрачивается собственно на термообработку. Приведенные данные свидетельствуют о наличии в производстве сборного железобетона значительного потенциала энергосбережения. Из этих данных также следует, что наибольший эффект в этом направлении может быть достигнут вследствие снижения затрат тепловой энергии на термообработку изделий за счет:

- совершенствования и оптимизации методов и режимов тепловлажностной обработки железобетонных изделий, применения мягких, термосных и частично-термосных режимов;

- применения эффективных химических добавок-модификаторов, обеспечивающих ускорение темпов набора прочности бетона и сокращения времени термообработки;

- снижения теплотерьер в окружающую среду вследствие обеспечения надежной теплоизоляции ограждающих конструкций пропарочных камер и паропроводов.

Экспериментальная часть выполнена при участии сотрудников технологического отдела завода Е. В. Римашевской и Г. М. Библика (подготовка и программирование измерителей-регистраторов, считывание информации) и И. И. Тулупова (обработка и анализ данных).

Основная часть. Характерной особенностью ОАО «Завод сборного железобетона № 1» является то, что основной объем выпускаемой продукции производится на двух полигонах под открытым небом, а тепловлажностная обработка изделий осуществляется в ямных пропарочных камерах на этих полигонах. За период многолетней эксплуатации в условиях постоянного атмосферного воздействия произошло существенное ухудшение теплозащитных свойств ограждающих конструкций камер, в связи с чем возросли

теплотерьеры в окружающую среду. В результате даже в условиях назначения оптимальных энергосберегающих режимов термообработки изделий и применения в бетоне эффективных химических добавок в ряде камер не обеспечивалось достижение требуемой прочности бетона после термообработки. Для установления состояния теплозащиты ограждающих конструкций камер и обеспечения требуемой прочности пропариваемых изделий нами были выполнены исследования по оценке фактических температурных режимов в ряде пропарочных камер. На основании анализа полученных данных принимались решения по необходимости утепления ограждающих конструкций в той или иной камере с целью снижения теплотерьер. При этом для утепления стенок камер взамен отслужившей свой срок минераловатной теплоизоляции предусматривалось устройство теплозащитного слоя в виде кладки из опилкобетонных пустотных мелкоштучных блоков.

Средства измерений. Для исследования и оценки фактических температурных режимов в камерах до и после их утепления были использованы электронные беспроводные датчики DS 1921 универсальной системы температурного мониторинга «Термохрон» [2]. Выбор этих датчиков был обусловлен тем, что по своим качествам они наиболее полно отвечают задачам исследований и удобны в эксплуатации. Датчики DS 1921 не нуждаются в соединительных проводах и обеспечивают регистрацию температуры через определенные, заранее заданные интервалы времени и сохранение полученной информации в собственной энергонезависимой памяти. По своим размерам и внешнему виду датчик напоминает дисковую батарейку или «таблетку» небольших размеров, благодаря чему его легко можно разместить или прикрепить к форме пропариваемого изделия в труднодоступных местах пропарочной камеры. Этот датчик является полностью автономным

экономичным датчиком, питаемым миниатюрной литиевой батареей, емкости которой хватает для непрерывной эксплуатации в течение 8–9 лет. В корпусе датчика имеются точные часы-календарь, с помощью которых для каждого измеренного значения температуры фиксируется время ее замера в соответствии с заданной программой, в связи с чем информацию, накопленную этими датчиками, невозможно исказить, и пользователь видит подлинную картину изменения температуры в пропарочной камере.

Методика исследования. Процесс установки и снятия температурных датчиков-регистраторов DS 1921 в пропарочных камерах или на пропариваемых железобетонных изделиях контролировался работниками заводской лаборатории и технологического отдела. Их крепление в пропарочных камерах осуществлялось с использованием пластиковых брелков (брелок с «таблеткой» DS 1921 подвешивался за выступы внутри камеры или крепился к элементам оснастки).

Перед установкой датчиков DS 1921 в пропарочной камере их программировали. Для этого датчики поочередно устанавливали в присоединенный к компьютеру адаптер и с использованием программы DS 1921 задавали основные параметры температурного мониторинга (момент начала замеров и временной интервал между ними), после чего запрограммированные датчики устанавливали в пропарочных камерах. После окончания тепловлажностной обработки датчики извлекали из пропарочных камер и, поочередно устанавливая в адаптер, с помощью компьютера считывали информацию.

Результаты исследований. В процессе проведения температурного мониторинга в первую очередь были выполнены оценка и анализ фактических температурных режимов тепловлажностной обработки камер, в которых осуществляется изготовление и термообработка свай – изделий, для которых должна быть обеспечена после термообработки 100-процентная отпускная прочность и которые

составляют значительную долю от общего объема выпускаемой продукции. Температурный мониторинг был выполнен как для условий 0,5 и 1 оборота камер в сутки, так и для условий термостатического выдерживания изделий в течение нескольких суток в выходные и праздничные дни при различной температуре наружного воздуха в диапазоне 23–25...8–11 °С днем и 16...3–4 °С ночью соответственно. Датчики DS 1921 крепили к формам пропариваемых изделий по три датчика в каждой камере и располагали по высоте на уровне верха формы, а в плане – по продольной оси камеры: один по центру и два по краям камеры, на расстоянии 0,5 м от ее краев. Пропаривание изделий осуществляли в ручном режиме, причем в обычные (рабочие) дни подачу пара включали в 22.00 ч, а в 5.00 ч подачу прекращали. Результаты температурного мониторинга процесса тепловлажностной обработки по некоторым камерам до и после их утепления представлены на рис. 1–7 и в табл. 2 и 3.

Анализ приведенных данных позволяет отметить одно весьма важное обстоятельство. Графики на рис. 1–7 построены по данным датчиков DS 1921, регистрирующих фактическую температуру в камерах через заданные интервалы времени. Они зеркально отражают изменение температуры в течение всего цикла тепловлажностной обработки, характеризуют ее качество и фиксируют все отклонения, допущенные в процессе ручного режима пропаривания.

На первом этапе исследований был проведен температурный мониторинг неутепленных пропарочных камер № 1, 2, 5–7, 8, 10, 11. Полученные результаты представлены на рис. 1, 2, 5, 6 и в табл. 2 и 3. На рис. 1 дано сравнение температурных режимов в неутепленной пропарочной камере № 2 при двух значениях температуры наружного воздуха ($t_{\text{нар.возд.}}$) – 14–16/11–13 °С и 23–25/16 °С (над чертой – дневная, под чертой – ночная температура). Из данного графика видно,

что при более высокой температуре наружного воздуха закономерно более интенсивно происходил подъем температуры в камере и более плавным было ее снижение после отключения подачи пара. В частности, при $t_{\text{нар.возд.}} = 23-25/16^\circ\text{C}$ температура в камере за 1 ч повысилась с 38 до 70°C , т. е. на 32°C , за 2 ч – с 38 до 81°C ,

т. е. на 43°C , а при $t_{\text{нар.возд.}} = 14-16/11-13^\circ\text{C}$ – за 1 ч – с 38 до 53°C , т. е. на 15°C , за 2 ч – с 38 до 61°C , т. е. на 23°C . В конце периода подъема температуры ее величина t_{max} при $t_{\text{нар.возд.}} = 23-25/16^\circ\text{C}$ была выше, чем при $t_{\text{нар.возд.}} = 14-16/11-13^\circ\text{C}$, и составляла 85°C против $81,5^\circ\text{C}$.

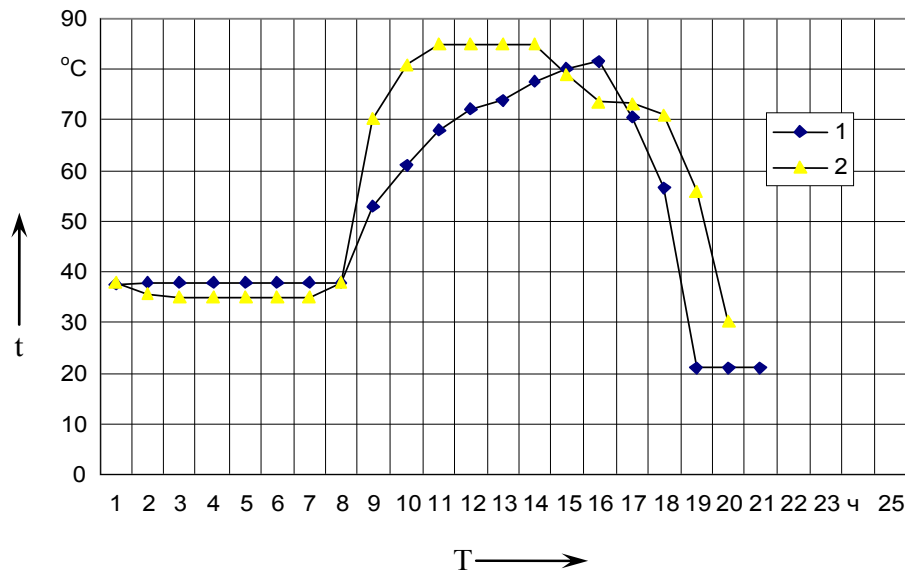


Рис. 1. Температурный режим в неутепленной пропарочной камере № 2 в процессе тепловлажностной обработки при различной температуре наружного воздуха: 1 – $t_{\text{нар.возд.}} = 14-16/11-13^\circ\text{C}$; 2 – $t_{\text{нар.возд.}} = 23-25/11-13^\circ\text{C}$

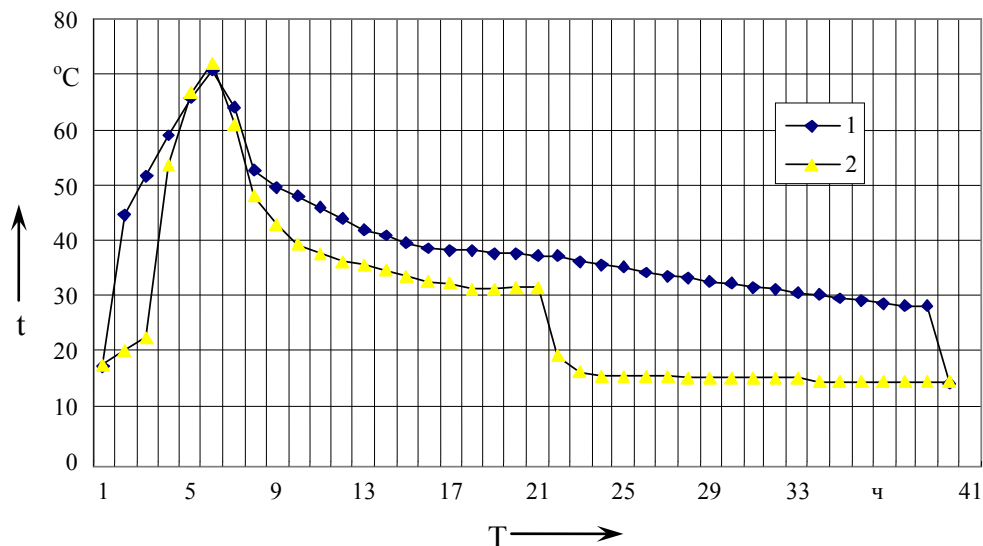


Рис. 2. Сравнение температурных режимов в неутепленных пропарочных камерах № 7 и 10 в процессе тепловлажностной обработки при одинаковой температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11/3-4^\circ\text{C}$: 1 – камера № 7; 2 – камера № 10

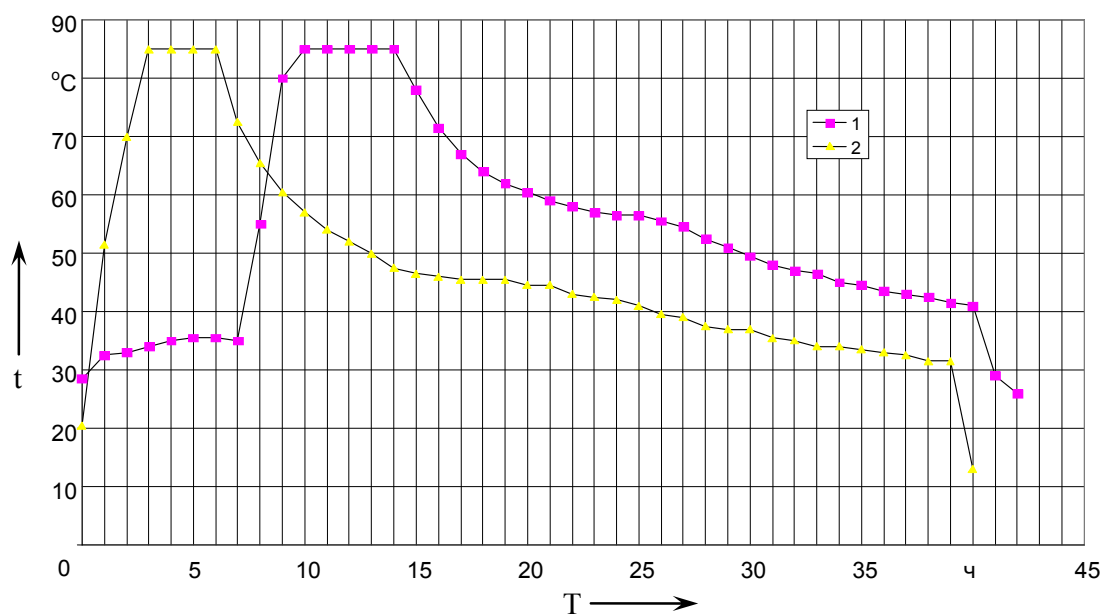


Рис. 3. Сравнение температурного режима тепловлажностной обработки в утепленной пропарочной камере № 4 при различной температуре наружного воздуха: 1 – $t_{\text{нар.возд.}} = 18-20 / 10^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4^{\circ}\text{C}$

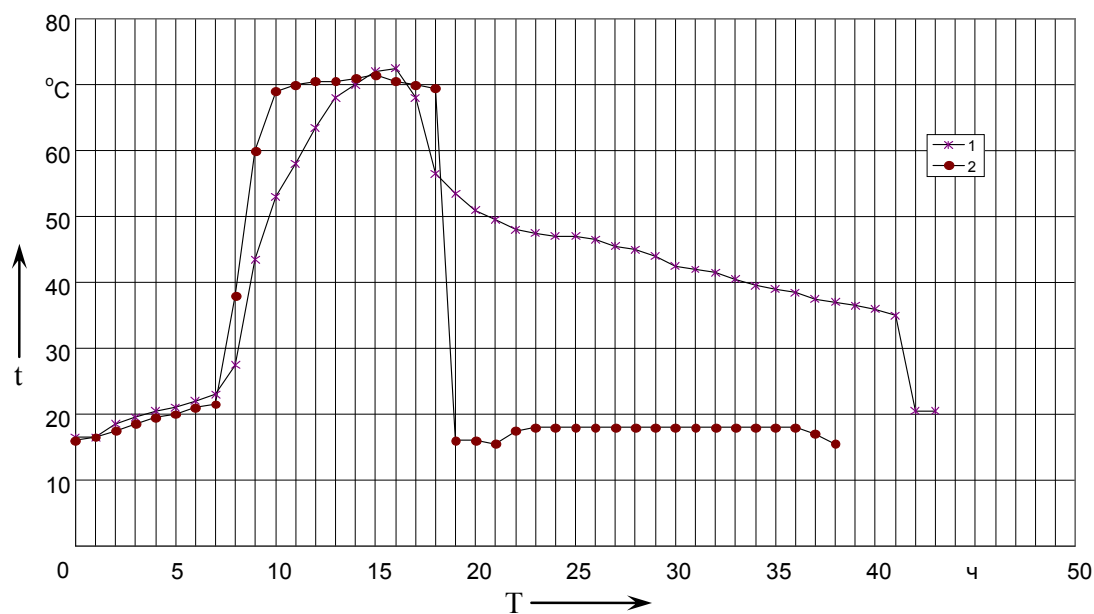


Рис. 4. Сравнение температурных режимов тепловлажностной обработки в утепленных пропарочных камерах № 11 и 8 при одинаковой температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 10-20 / 1^{\circ}\text{C}$: 1 – камера № 11; 2 – камера № 8

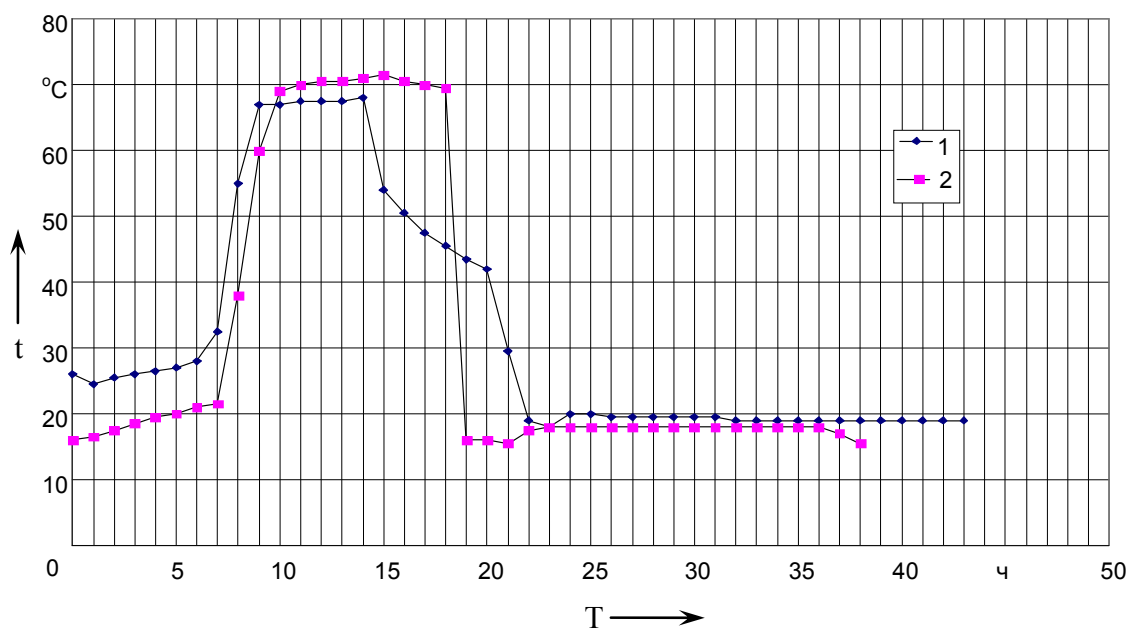


Рис. 5. Температурный режим тепловлажностной обработки в пропарочной камере № 8 до и после утепления стенок камеры: 1 – до утепления, $t_{\text{нар.возд.}} = 17-19 / 13\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – после утепления, $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1\text{ }^{\circ}\text{C}$

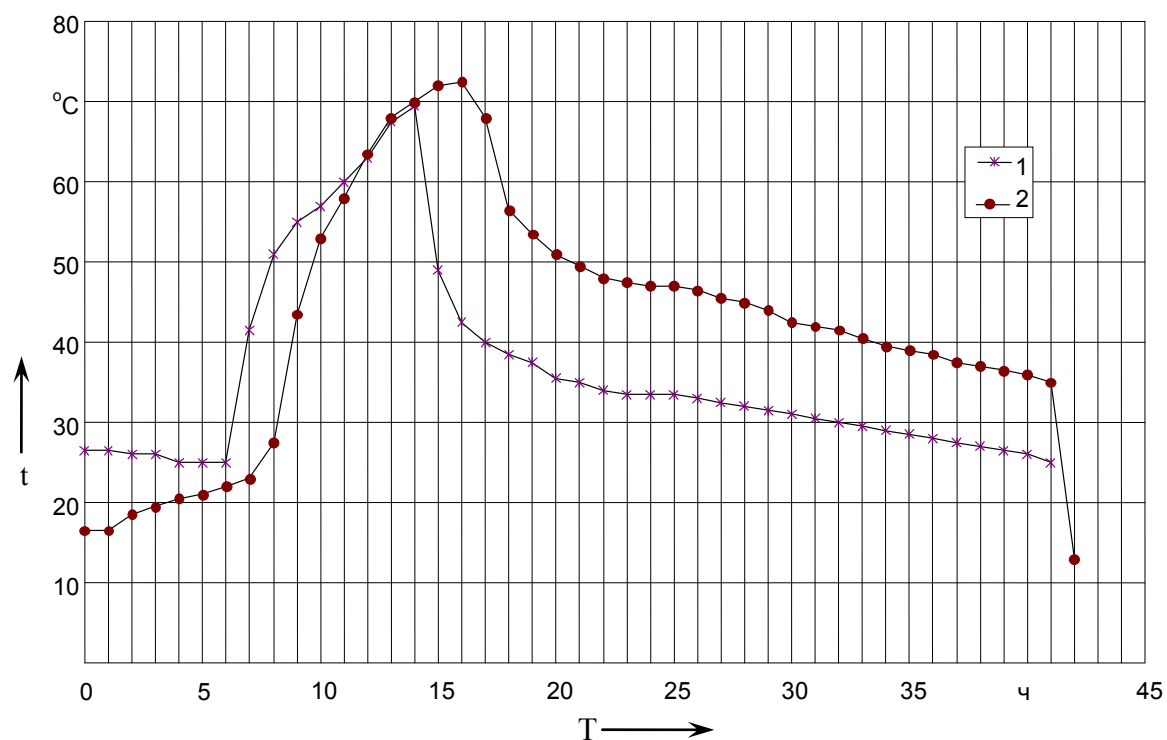


Рис. 6. Температурный режим тепловлажностной обработки в пропарочной камере № 11 до и после утепления стенок камеры: 1 – до утепления, $t_{\text{нар.возд.}} = 17-19 / 13\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – после утепления, $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1\text{ }^{\circ}\text{C}$

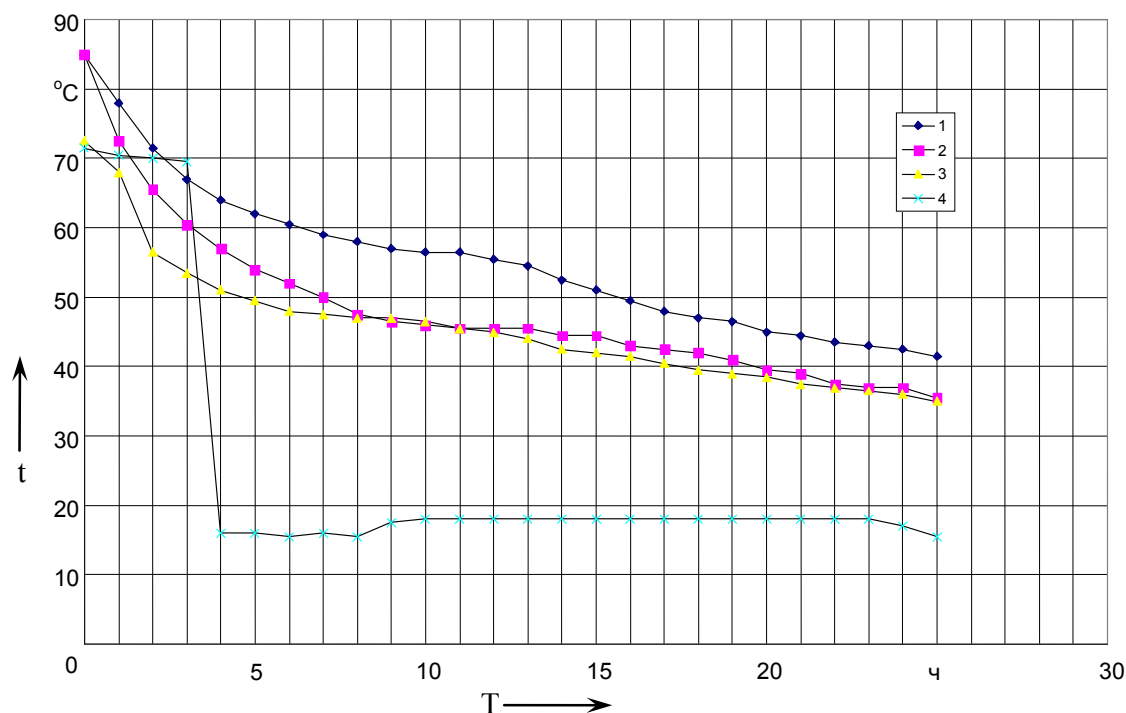


Рис. 7. Снижение температуры в утепленных пропарочных камерах № 4, 11, 8 после прекращения подачи пара при различной температуре наружного воздуха: 1 – камера № 4, $t_{\text{нар.возд.}} = 18-20 / 10^{\circ}\text{C}$; 2 – камера № 4, $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4^{\circ}\text{C}$; 3 – камера № 11, $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1^{\circ}\text{C}$; 4 – камера № 8, $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1^{\circ}\text{C}$

Из представленных данных также видно, что в процессе охлаждения после прекращения подачи пара снижение температуры в пропарочной камере при $t_{\text{нар.возд.}} = 23-25 / 16^{\circ}\text{C}$ происходило менее интенсивно, чем при $t_{\text{нар.возд.}} = 14-16 / 11-13^{\circ}\text{C}$. В частности, через 2 ч после отключения пара температура в камере при $t_{\text{нар.возд.}} = 23-25 / 16^{\circ}\text{C}$ снизилась с 85 до $73,5^{\circ}\text{C}$, или на $11,5^{\circ}\text{C}$, в то время как при $t_{\text{нар.возд.}} = 14-16 / 11-13^{\circ}\text{C}$ она снизилась с $81,5$ до $56,5^{\circ}\text{C}$, или на 25°C .

На рис. 2 дано сравнение температурных режимов в неутепленных пропарочных камерах № 7 и 10 при одинаковой температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4^{\circ}\text{C}$. Из приведенных данных видно, что в камере № 10 по сравнению с камерой № 7 наблюдался более резкий подъем температуры и более интенсивное ее снижение после прекращения подачи пара. В частности, снижение температуры в исследуемых камерах составляло:

– через 1 ч:

а) в камере № 10 – с 72 до 61°C , или на 11°C ;

б) в камере № 7 – с $70,5$ до 64°C , или на $6,5^{\circ}\text{C}$;

– через 2 ч:

а) в камере № 10 – с 72 до 48°C , или на 24°C ;

б) в камере № 7 – с $70,5$ до $52,5^{\circ}\text{C}$, или на 18°C ;

– через 5 ч:

а) в камере № 10 – с 72 до 39°C , или на 33°C ;

б) в камере № 7 – с $70,5$ до $52,549^{\circ}\text{C}$, или на 21°C .

Эти данные свидетельствуют о том, что теплозащитные свойства ограждающих конструкций камеры № 10 ниже, а теплопотери выше по сравнению с камерой № 7.

Интенсивное снижение температуры в период охлаждения было зафиксировано также и в других неутепленных камерах, о чем наглядно свидетельствуют данные табл. 2.

Табл. 2. Сравнительные данные по интенсивности снижения температуры в неутепленных и утепленных пропарочных камерах (по данным температурного мониторинга)

Характеристики температурного режима		Номер камеры и наличие утепления							
		1 (неутепленная)	7 (неутепленная)	10 (неутепленная)	8		11		4 (утепленная)
					до	после утепления	до	после утепления	
Дата проведения мониторинга		14-15 янв. 2008 г.	9-11 окт. 2007 г.	9-11 окт. 2007 г.	30 июля – 1 авг. 2007 г.	13-15 мая 2008 г.	30 июля – 1 авг. 2007 г.	13-15 мая 2008 г.	13-15 авг. 2007 г.
Температура наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}}$, °C		0-(+2) (-4)	8-11 3-4	8-11 3-4	17-19 13	10-12 1	17-19 13	10-12 1	18-20 10
Температура в камере в момент включения подачи пара t_0 , °C		14	17	22,5	28	21,5	25	23	35
Максимальная температура в камере в конце периода ее подъема t_{max} , °C		85	70,5	72	68	83	69,5	72,5	85
Температура в камере в момент открывания крышки камеры, °C		50	28	31,5	29,5	69,5	26	35	41
Время от начала охлаждения до открывания крышки камеры, ч		5	33	15	7	6	26	25	26
Снижение температуры в камере после прекращения подачи пара: над чертой – температура t_i , °C, под чертой – величина ее снижения $(t_{\text{max}} - t_i) / t_{\text{max}}$, %; через:	1 ч	71/16,5	56,5/19,2	61/15,3	54/20,6	75,5/9	49/29,5	68/6,2	78/8,2
	2 ч	62,5/26,5	52,5/25,5	48/33,3	50,5/25,7	72,5/12,7	42,5/38,8	56,5/22,1	71,5/15,9
	3 ч	57/32,9	49,5/29,8	43/40,3	47,5/30,1	71,5/13,9	40/42,4	53,5/26,2	67/21,2
	4 ч	52,5/38,2	48/31,9	39/45,8	45,5/33,1	70,5/15,1	38,5/44,6	51/29,7	64/24,7
	5 ч	50/41,2*	46/34,8	37,5/47,9	43,5/36	70/15,7	37,5/46	49,5/31,7	62/27,1
	6 ч	–	44/37,6	36/50	42/38,2	69,5/16,3*	35,5/48,9	48/33,8	60,5/28,8
	7 ч	–	42/40,4	35,5/50,7	29,5/56,6*	–	35/49,6	47,5/34,5	59/30,6
	8 ч	–	41/41,8	34,5/52,1	–	–	34/51,1	47/35,2	58/31,8
	9 ч	–	39,5/44	33,5/53,5	–	–	33,5/51,8	47/35,2	57/32,9
	10 ч	–	38,5/45,4	32,5/54,9	–	–	33,5/51,8	46,5/35,9	56,5/33,5

Характеристики температурного режима		Номер камеры и наличие утепления							
		1 (неутепленная)	7 (неутепленная)	10 (неутепленная)	8		11		4 (утепленная)
					до	после	до	после	
Снижение температуры в камере после прекращения подачи пара: над чертой – температура t_i , °C, под чертой – величина ее снижения $(t_{\max} - t_i) / t_{\max}$, %; через:	15 ч	–	37/47,5	31,5/56,3*	–	–	31,5/54,7	42/42,1	51/40
	16 ч	–	37/47,5	–	–	–	31/55,4	41,5/42,8	49,5/41,8
	17 ч	–	36/48,9	–	–	–	30,5/56,1	40,5/44,1	48/43,5
	18 ч	–	35,5/49,6	–	–	–	30/56,8	39,5/45,5	47/44,7
	19 ч	–	35/50,4	–	–	–	29,5/57,6	39/46,2	46,5/45,3
	25 ч	–	31,5/55,3	–	–	–	26,5/61,9	35/51,7*	41,5/51,2
	26 ч	–	31/56	–	–	–	26/62,6*	–	41/51,8*
33 ч	–	28/60,3*	–	–	–	–	–	–	
Относительная прочность бетона после тепло-влажностной обработки, процент от марочной		60	64,4	62,3	86	88	72	94,3	97,6

Примечание – * – На момент открывания крышки камеры

Табл. 3. Сравнение температурных режимов в пропарочных камерах № 8 и 11 до и после утепления

Характеристики температурного режима	Камера № 8		Камера № 11	
	до	после	до	после
	утепления		утепления	
Температура наружного воздуха в течение процесса термообработки и замеров температуры в камере, °С (дневная/ночная)	17–19 13	10–12 1	17–19 13	10–12 1
Температура в камере в момент включения подачи пара, °С	28	21,5	25	23
Максимальная температура в камере в конце периода ее подъема на момент отключения пара, °С	68	71,5	69,5	72,5
Прирост температуры в камере в период ее подъема по сравнению с начальной температурой в момент включения подачи пара, °С, через:				
1 ч	4,5	16,5	16,5	14,5
2 ч	27	38,5	26	26,5
3 ч	39	47,5	30	30
4 ч	39	48,5	34	35
5 ч	39,5	49	35	40,5
Величина снижения температуры в камере в период охлаждения по сравнению с максимальной температурой в конце периода ее подъема, °С, через:				
1 ч	14	7,5	20,5	4,5
2 ч	17,5	10,5	27	16
3 ч	20,5	11,5	29,5	19
4 ч	22,5	12,5	31	21,52
5 ч	24,5	13	32	23
Относительная прочность бетона после тепловлажностной обработки, процент от марочной	86	88	72	94,3

В частности, через 1 ч после прекращения подачи пара температура в камере № 1 снизилась по сравнению с $t_{\max}$ в этой камере на 14 °С, или на 16,5 %, в камере № 8 до ее утепления – на 14 °С, или на 20,6 %, в камере № 11 до ее утепления – на 20,5 °С, или на 29,5 %, а через 5 ч снижение температуры в этих камерах составило 35 °С (41,2 %), 24,5 °С (36 %) и 32 °С (46 %), соответственно. Очевидно, что этим в значительной степени обусловлены пониженные значения относительной прочности бетона после термообработки, составившие для камер № 1, 7, 10 соответственно 60, 64,4 и 62,3 % от марочной.

С целью снижения теплопотерь через ограждающие конструкции камер и повышения эффективности тепловлажностной обработки изделий на нескольких камерах было выполнено утепление стенок путем устройства утепляющего слоя

кладки из арболитовых пустотных мелкоштучных блоков с последующей зашивкой стальным листом для защиты блоков от увлажнения, после чего был проведен мониторинг температурных режимов в этих камерах.

На рис. 3–6 и в табл. 2 и 3 представлены полученные данные и приведено их сравнение для некоторых камер до и после их утепления. На рис. 3 приведены сравнительные данные по изменению температуры в утепленной пропарочной камере № 4 при различной температуре наружного воздуха для режима термообработки, при котором после изотермического прогрева при $t_{\max} = 85$ °С изделия подвергались термосному охлаждению (при $t_{\text{нар.возд.}} = 18\text{--}20 / 10$ °С – 26 ч, при $t_{\text{нар.возд.}} = 8\text{--}11 / 3\text{--}4$ °С – 33 ч). Из сравнения представленных данных видно, что, как и для неутепленных камер, при более низкой температуре наружного

воздуха снижение температуры в камере протекает интенсивнее. В частности, через 1 ч после прекращения подачи пара при $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4$ °С температура в камере снижалась на 12,5 °С, а при $t_{\text{нар.возд.}} = 18-20 / 10$ °С – на 7 °С, через 2 ч – на 19,5 и 13,5 °С и через 5 ч – на 28 и 21 °С. К концу термосного охлаждения влияние температуры наружного воздуха проявилось более ощутимо: при $t_{\text{нар.возд.}} = 18-20 / 10$ °С и длительности термосного охлаждения в течение 26 ч температура в камере перед открыванием крышки составила 41 °С, а относительная прочность бетона после термообработки – 97,6 % от марочной, в то время как при $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4$ °С и длительности термосного охлаждения 33 ч – 31 °С и 71,6 % от марочной.

На рис. 4 дано сравнение температурных режимов в утепленных камерах № 11 и 8 при одинаковой температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1$ °С, причем изделия в камере № 11 после изотермического прогрева подвергали термосному охлаждению в течение 25 ч, а в камере № 8 термообработка заканчивалась через 3 ч охлаждения. Из представленных данных видно, что до момента прекращения подачи пара нет существенных отличий в изменении температуры в обеих камерах, кроме более резкого ее подъема в камере № 8. Однако за счет длительного термосного охлаждения в камере № 11 обеспечена более высокая относительная прочность бетона – 94,3 % против 88 % от марочной.

На рис. 5 и 6 и в табл. 2 и 3 представлены сравнительные данные по температурным режимам в камерах № 8 и 11 до и после утепления, а на рис. 7 – данные по изменению температуры в утепленных камерах № 4, 8, 11 в период охлаждения. Как видно из рис. 5, характер и значения температур в камере № 8 при различной температуре наружного воздуха близки между собой. Значения температуры наружного воздуха различались почти в 2 раза, что свидетельствует о на-

дежности выполненного утепления камер. Таким образом обеспечены почти одинаковые значения относительной прочности бетона после термообработки. На рис. 6 приведено сравнение температурных режимов с термосным охлаждением в течение 25 ч в камере № 11 до и после утепления при различной температуре наружного воздуха. Представленные данные наглядно иллюстрируют эффект от утепления камеры. Особенно четко прослеживается на представленных графиках этот эффект на участке термосного охлаждения: снижение температуры через 1 ч после прекращения подачи пара в утепленной камере составило всего лишь 4,5 °С, или 6,2 %, при $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1$ °С, в то время как в этой же камере до утепления за такой же промежуток времени при температуре наружного воздуха, которая почти в 2 раза выше, снижение температуры составляло 20,5 °С, или 29,5 %. Через 2 ч снижение температуры в этой камере до и после утепления составило 27 °С (38,8 %) и 16 °С (22,1 %) соответственно, а к моменту открытия крышки камеры через 25 ч после прекращения подачи пара температура в неутепленной камере составляла 25 °С, а после утепления – 35 °С. Благодаря снижению теплопотерь за счет утепления камеры и сохранению более высокой температуры твердения бетона при меньшей температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 10-12 / 1$ °С относительная прочность бетона после термообработки составила 94,3 % от марочной, в то время как до утепления камеры даже при более высокой температуре наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 17-19 / 13$ °С относительная прочность бетона составила только 72 % от марочной.

На рис. 7 представлены данные по снижению температуры в утепленных камерах № 4, 8, 11 в период охлаждения после прекращения подачи пара в зависимости от температуры наружного воздуха. Из представленных данных видно, что в диапазоне иссле-

двух температур наружного воздуха $t_{\text{нар.возд.}} = 8-11 / 3-4 \dots 18-20 / 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ не наблюдалось существенной разницы в температурах камер (она находится в пределах $6,5-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$), что свидетельствует о надежной теплозащите этих камер. При этом была обеспечена относительная прочность бетона: в камере № 4 – 97,6 %, № 8 – 88 %, № 11 – 94,3 %.

В табл. 2 и 3 представлены сравнительные данные, полученные в результате обработки данных температурного мониторинга режимов тепловлажностной обработки в шести пропарочных камерах на полигонах завода. Анализ этих данных позволяет сделать вывод о том, что в результате выполненного утепления камер было достигнуто заметное снижение теплопотерь при тепловлажностной обработке изделий, что обеспечило повышение прочности бетона после термообработки. Это свидетельствует об эффективности принятого варианта утепления камер с использованием арболитовых пустотных блоков, обладающих, наряду с хорошими теплозащитными свойствами, высокой аккумулярующей способностью, т. е. способностью длительное время удерживать тепло. Немаловажна и экономичность принятого решения, поскольку арболитовые блоки, использованные для утепления камер, были изготовлены на заводе собственными силами с использованием отходов деревообработки.

В заключение следует отметить важное достоинство использованных для температурного мониторинга датчиков – измерителей-регистраторов DS 1921. Обеспечивая удобную недорогую беспроводную систему оценки, своеобразного «аудита» температурных режимов в пропарочных камерах, и выдачи информации с использованием компьютерной техники, эти датчики в сочетании с устройствами регулирования подачи пара позволяют обеспечить полную автоматизацию контроля и управления всем процессом тепловлажностной обработки железобетонных изделий и конструкций.

Заключение

1. Выполнено исследование режимов термообработки изделий и конструкций в ямных пропарочных камерах на полигонах завода с применением датчиков DS 1921 системы температурного мониторинга «Термохрон».

2. На основании полученных данных была установлена необходимость утепления ограждающих конструкций отдельных камер с целью снижения теплопотерь при термообработке изделий и конструкций.

3. Выполнено утепление ограждающих конструкций камер путем устройства утепляющего слоя в виде кладки из арболитовых пустотных мелкоштучных блоков, изготовленных на заводе.

4. Анализ результатов температурного мониторинга режимов термообработки в пропарочных камерах после их утепления, проведенный совместно с анализом результатов прочностных испытаний бетона, подтвердил эффективность выполненного утепления, обеспечившего снижение теплопотерь в камерах и повышение прочности бетона после термообработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коротков, С. Н. Методические основы выявления резервов и планирования экономии энергоресурсов на предприятиях сборного железобетона / С. Н. Коротков // Всесоюзный науч.-практ. семинар по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов при производстве сборных железобетонных конструкций и изделий : тез. докл. – Л., 1984. – С. 48–52.

2. Малинина, Л. А. Снижение энергетических затрат при производстве сборного железобетона за счет рационального выбора цемента, назначения эффективных режимов термообработки бетона и учета экзотермии / Л. А. Малинина // Всесоюзный науч.-практ. семинар по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов при производстве сборных железобетонных конструкций и изделий : тез. докл. – Л., 1984. – С. 53–58.

3. Что такое термохрон? [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.elin.ru /](http://www.elin.ru/)

Thermochron / ?Topic = whatis.

Завод сборного железобетона № 1
Материал поступил 12.03.2009

M. S. Bibik

**Increase in the efficiency of heat treatment
of ferroconcrete products on account of the
decrease in heat losses in pit chambers on the
testing grounds of ОАО «ZAVOD СЖБ № 1»**

The paper is devoted to the vital problem of economizing on heat energy when heat treating concrete products. Considered is one of the directions of energysaving, i. e. the decrease in heat losses through fencing structures of pit steam chambers. As a result of studying the temperature regimes in the chambers on the plant testing grounds by electron detectors there were obtained data for making constructive decisions of adding more warmth to the walls of a number of chambers with a view to lower heat losses into the surroundings. Given are comparative data in temperature regimes in the chambers before and after warming, which gives evidence to the efficiency of warming.

УДК 624.012:454

Ю. Г. Болошенко

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОТЫ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗГИБАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, УСИЛЕННЫХ НАРАЩИВАНИЕМ СЖАТОЙ ЗОНЫ, В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВИЯ МАЛОЦИКЛОВЫХ НАГРУЗОК

В статье рассматривается методика проведения экспериментальных исследований первой серии образцов в виде железобетонных балок, усиленных увеличением поперечного сечения в сжатой зоне. Предложенная методика позволяет исследовать прочность и деформативность опытных образцов при действии немногократно повторяющихся нагрузок.

Введение

Вопрос безотказной работы элементов конструкций, зданий и сооружений является особо важным при проектировании и эксплуатации. Влияние внешней среды, неблагоприятных физико-геологических процессов, высокотемпературного нагрева при пожаре, нарушение нормальных условий эксплуатации, увеличение по сравнению с проектной нагрузок, а также недоработки на стадии проектирования и строительства вызывают переход конструкций зданий и сооружений в техническое состояние, отличное от проектного. В новом состоянии конструкции могут не удовлетворять предъявляемым требованиям по несущей способности, жесткости или трещиностойкости и долговечности.

Рациональное проектирование железобетонных конструкций вызывает необходимость совершенствования существующих методов расчета, которые обеспечивают более полное соответствие реальной работе конструкции. Учет реальных механических свойств материалов, изучение деформаций и деструктивных процессов железобетонных конструкций под воздействием силовых и атмосферных факторов является важным условием при решении задач теории и практики железобетона.

Малоцикловое нагружение

Одной из разновидностей силовых воздействий на железобетонные конструкции являются малоцикловые немно-

гократно повторяющиеся нагружения, которые могут возникать в процессе эксплуатации практически всех конструкций. Анализ характера внешних воздействий позволяет к малоцикловым отнести такие нагрузки, как ветровые, снеговые, нагрузки, вызванные землетрясением, от массы людей, мебели, складированных материалов и т. п. [1–4]. К настоящему времени не изучено влияние малоцикловых нагружений на работу усиленных железобетонных элементов. Большая часть исследований как в странах СНГ, так и за рубежом посвящена работе железобетонных конструкций при действии кратковременных, длительных и многократно повторяющихся нагружений. До недавнего времени при исследовании поведения железобетонных конструкций при повторяющихся нагрузках внимание уделялось, главным образом, изучению прочности, развитие деформаций при этом изучалось в меньшей степени, так как сечение несущих элементов было достаточно большим и прогибы по сравнению с сечением были невелики. Лишь в последние 10–15 лет этому вопросу стали придавать достаточное значение в связи со стремлением к снижению материалоемкости железобетонных конструкций, а также использованию материалов, позволяющих уменьшить поперечные сечения, что приводит к увеличению деформативности элементов. Все вышесказанное и определяет актуальность

проводимых исследований.

Анализ данных [1–4] показал, что к малоцикловым относятся нагружения с количеством циклов $n < 2 \cdot 10^6$, однако основные процессы деформирования имеют место лишь на первых десяти циклах. Для первого цикла нагружения характерно интенсивное изменение высоты сжатой зоны. При дальнейшем нагружении образцов малоциклового нагружения отмечается ее стабилизация. Дальнейшее уменьшение высоты сжатой зоны бетона происходит уже при разрушении образца.

Усиление изгибаемых железобетонных конструкций наращиванием сжатой зоны

Обеспечение безотказной работы конструкций зданий и сооружений – одна из важнейших проблем строительной науки. Это связано с тем, что, во-первых, многие здания и сооружения имеют национальную и общечеловеческую ценность, во-вторых, снос существующего здания или сооружения и возведение на его месте нового нерентабельны. Наиболее распространенным методом увеличения несущей способности изгибаемых железобетонных элементов является наращивание сжатой зоны намоноличиванием. Это объясняется простотой технологии выполнения ремонтных работ.

В 1937–1938 гг. И. М. Литвиновым [5] в ЦНИПСМ проводились испытания балок двух серий, усиленных наращиванием. Наращивание балок в сжатой зоне с неизменной растянутой арматурой усиливаемого элемента при доведении их до разрушения также показало эффективность такого способа усиления и возможность полного использования существующей арматуры при новой высоте сечения. Была проведена серия опытов, когда производилось наращивание первоначально разрушенных балок. Эти опыты показали полную возможность производить восстановление разрушенного элемента путем наращивания, так как несущая способность опытных балок была не ниже несущей способности об-

разцов, усиленных наращиванием без предварительного разрушения.

Расчет данного вида усиления, основанный на альтернативной и деформационной моделях, был подробно рассмотрен Д. Н. Лазовским, Т. М. Пецольдом в пособии по усилению железобетонных конструкций П 1-98 к СНиП 2.03.01-84* [6]. Однако, как показали проведенные экспериментальные исследования, результат с достаточной точностью дает также упругопластическая модель расчета [7].

Методика проведения экспериментальных исследований

Для предварительного расчета несущей способности опытных образцов используется упругопластическая модель с использованием фактических характеристик материалов. Для определения кубиковой прочности бетона $f_{c,cube}^G$ в соответствии с ГОСТ 10180-90 [8] изготавливаются и испытываются образцы в форме куба с размером ребра 150 и 100 мм с учетом поправочных коэффициентов [9]. Призмную прочность бетона, модуль упругости и коэффициент Пуассона определяют путем испытания образцов размерами 150×150×600 мм и 100×100×400 мм согласно ГОСТ 24452-80 [10]. Опытные и расчетные упругопластические характеристики бетона и их взаимосвязь с испытываемыми балками определяются методом линейного корреляционного анализа [11, 12]. Прочностные и деформативные характеристики арматуры определяют по ГОСТ 12004-80 [13]. С целью получения бетона с требуемыми качественными показателями при минимальном расходе цемента или другого вяжущего производится подбор состава бетона в соответствии с требованиями СТБ 1182-99 [14], а также рекомендациями [15]. Образцы подвергаются испытаниям после набора ими прочности в возрасте 28 суток и более.

В первой серии образцов изготавливаются шесть балок с размерами поперечного сечения 100×120 мм длиной 1400 мм из тяжелого бетона класса

C12/15. В качестве рабочей используется арматура класса S500 диаметром 10 мм, монтажной и поперечной – арматура класса S500 диаметром 3 мм. В зоне чистого изгиба монтажная и поперечная арматура отсутствует (рис. 1). Наращивание высотой 30 мм выполняется из тяжелого бетона класса C20/25 согласно требова-

ниям [6]. Класс бетона выбирается таким образом, чтобы разрушение усиленных образцов происходило вследствие достижения рабочей арматурой предела текучести. Прочность контактного шва обеспечивается за счет устройства шпонок (см. рис. 1).

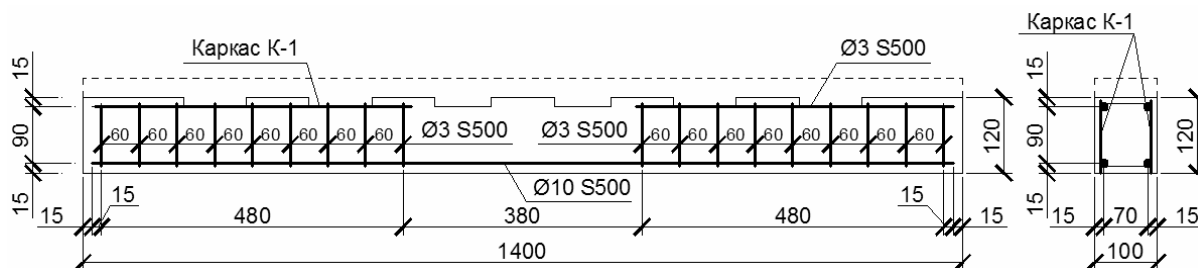


Рис. 1. Армирование опытных образцов первой серии

Железобетонную балку нагружают двумя сосредоточенными силами так, чтобы образовалась зона чистого изгиба. Балку помещают на две опоры, одна из которых шарнирно-подвижна, а другая шарнирно-неподвижна (рис. 2). Перед проведением испытания замеряют размеры поперечного сечения балки, пролет, расстояния от опор до мест приложения сосредоточенной нагрузки, а после испытания уточняют рабочую высоту сечения и защитный слой бетона.

Целью проводимых экспериментальных исследований являются выявление особенностей работы железобетонных изгибаемых элементов, усиленных увеличением поперечного сечения в сжатой зоне, в условиях малоциклового нагружения, определение прочности, трещиностойкости и жесткости опытных образцов, оценка динамичности развития трещин в балке, изучение деформаций по высоте поперечного сечения балки, определение прогибов балки.

Балку загружают ступенями, не превышающими 10 % от разрушающей нагрузки, до условного уровня эксплуатации, равного $0,8 \cdot P_{\text{разр}}$. После этого величину ступени уменьшают до 5 %. После

каждой ступени приложения нагрузки для возможности проявления пластических деформаций делается пятидесятиминутная выдержка под нагрузкой. При величине нагрузки, равной $0,8 \cdot P_{\text{разр}}$, производится выдержка не менее 30 мин при монотонном нагружении образца. Отсчеты по приборам снимают дважды: непосредственно после приложения очередной ступени нагрузки и после выдержки. При испытании малоцикловой нагрузкой образец загружают ступенями до верхнего уровня нагружения, затем разгружают до нижнего уровня в соответствии с программой проведения испытаний (табл. 1).

Особенности предложенной методики испытания опытных образцов при действии многократно повторяющейся нагрузки связаны с тем, что в большинстве случаев при малоцикловых нагружениях имеет место перенагружение: в определенный момент времени эксплуатационный уровень, равный 60–70 % от разрушающей нагрузки, может быть превышен и достигнет 80–90 %, т. е. величина приложенной нагрузки может превышать ее нормативные и расчетные значения (особенно

это относится к нагрузжениям природного характера) [4]. Методика проведения экспериментальных исследований и марки-

ровка опытных балок представлена в табл. 1.

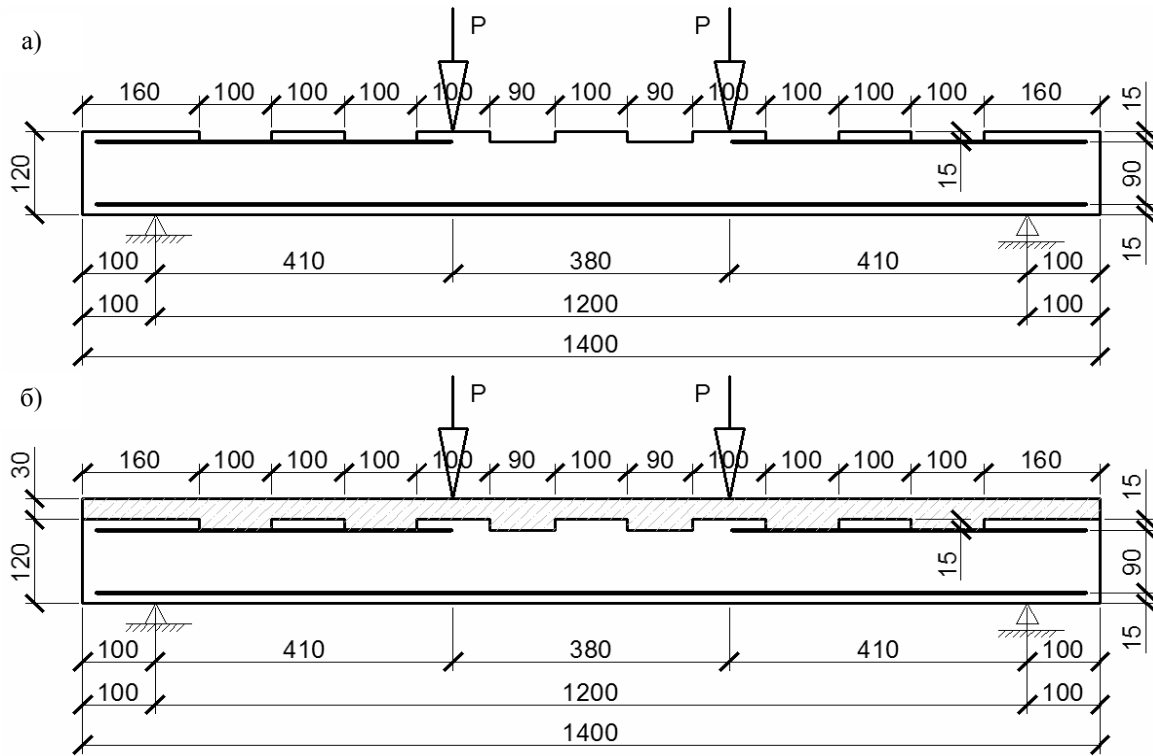


Рис. 2. Схема нагружения опытной балки первой серии: а – базовой балки без усиления; б – балки, усиленной наращиванием сжатой зоны

Табл. 1. Программа проведения экспериментальных исследований первой серии образцов

Маркировка образца	Испытание образца до усиления	Испытание усиленного образца
1	2	3
Б1 (базовая балка) ББ1 (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Испытание статической нагрузкой до разрушения	Испытание статической нагрузкой до разрушения
Б1_0,3-0,6 (базовая балка) ББ1_0,3-0,6 (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Испытание малоциклового нагрузкой: нижний уровень нагружения $0,3 \cdot P_{\text{разр}}$, верхний уровень $0,6 \cdot P_{\text{разр}}$ (средний уровень нагружения) на протяжении 15 циклов. На 16 цикле образец разрушается	Испытание малоциклового нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении 15 циклов. На 16 цикле образец разрушается
Б1_0,3-0,8 (базовая балка) ББ1_0,3-0,8 (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Испытание малоциклового нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,8 (высокий уровень нагружения) на протяжении 15 циклов. На 16 цикле образец разрушается	Испытание малоциклового нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,8 на протяжении 15 циклов. На 16 цикле образец разрушается

Окончание табл. 1

1	2	3
Б1_0,3-0,6;0,3-0,8 (базовая балка) ББ1_0,3-0,6;0,3-0,8 (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Испытание малоцикловой нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении 10 циклов; нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,8 на протяжении еще 10 циклов. На 21 цикле образец разрушается	Испытание малоцикловой нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении 10 циклов; нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,8 на протяжении еще 10 циклов. На 21 цикле образец разрушается
Б1_0,3-0,6(0,9) (базовая балка) ББ1_0,3-0,6(0,9) (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Испытание малоцикловой нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении циклов 1–5; на цикле 6 балка нагружается от уровня 0,3 до уровня 0,9; на циклах 7–10 нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6. На цикле 11 образец разрушается	Испытание малоцикловой нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении циклов 1–5; на цикле 6 балка нагружается от уровня 0,3 до уровня 0,9; на циклах 7–10 нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6. На цикле 11 образец разрушается
Б1-0,7_0,3-0,6(0,9) (базовая балка) ББ1-0,7_0,3-0,6(0,9) (балка, усиленная тяжелым бетоном)	Предварительное нагружение малоцикловой нагрузкой: нижний уровень 0,3, верхний уровень 0,7 на протяжении 10 циклов. Образец не разрушается (модель эксплуатационной нагрузки без потери несущей способности)	Испытание малоцикловой нагрузкой: нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6 на протяжении циклов 1–5; на цикле 6 балка нагружается от уровня 0,3 до уровня 0,9; на циклах 7–10 нижний уровень нагружения 0,3, верхний уровень 0,6. На цикле 11 образец разрушается

Деформации бетона по высоте балки измеряют при помощи тензорезисторов на базе 50 мм [9, 16], а также индикаторами часового типа с ценой деления 0,001 мм. Деформации арматуры определяют путем наклеивания тензорезисторов с базой 20 мм на арматурный стержень до бетонирования [9, 16]. Прогибы образца фиксируются прогибомером «Максима» и индикаторами часового типа с ценой деления 0,01 мм посередине пролета и на опорах для учета прогиба траверсы пресса. Ширина раскрытия трещин замеряется прибором МПБ-2 с 24-кратным увеличением и ценой деления 0,05 мм. Схема установки приборов приведена на рис. 3.

Количество циклов загрузки при проведении эксперимента принято 10–15, т. к. исследования ряда авторов показывают, что условная стабилизация развития деформаций происходит на циклах 5–7 загрузки и значительный их рост

наблюдается уже при разрушении опытного образца, поэтому увеличение числа циклов загрузки свыше 10 нецелесообразно [1–4, 17–23].

Вывод

Предложенная программа проведения экспериментальных исследований позволяет выявить особенности работы изгибаемых железобетонных элементов, усиленных наращиванием, при различных уровнях загрузки малоцикловой нагрузкой и при различной асимметрии цикла, что имитирует работу конструкций в реальных условиях, т. е. с учетом резкого увеличения нагрузки в какой-то момент времени (например, установка дополнительного оборудования на время ремонта помещений, устройство временных складов и т. п.).

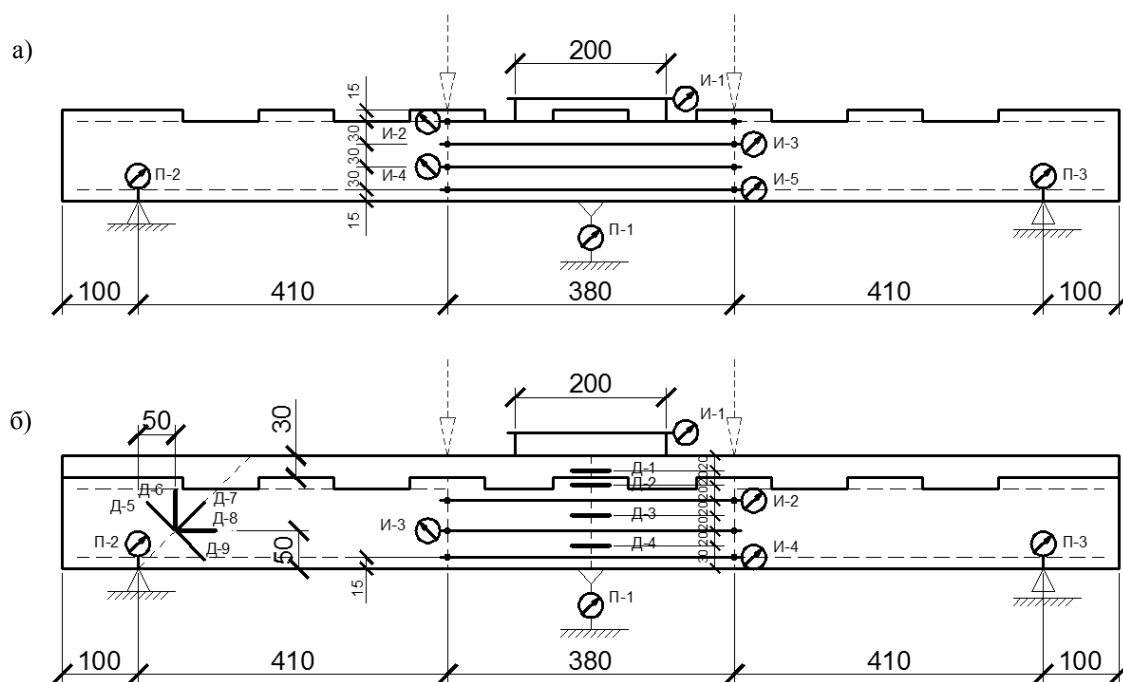


Рис. 3. Схема установки приборов на опытной балке: а – базовой балки без усиления; б – балки, усиленной наращиванием сжатой зоны

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кухнюк, О. М. Вплив малоциклових навантажень на механічні характеристики бетону та роботу згинальних залізобетонних елементів : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львів : 2001. – 16 с.
2. Зінчук, М. С. Міцність та деформативність залізобетонних згинальних елементів за малоциклових навантажень в умовах підвищених температур : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львів : 2008. – 16 с.
3. Гомон, С. С. Робота та несуча здатність косостиснутих залізобетонних елементів за малоциклових навантажень : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львов : 2008. – 16 с.
4. Бабич, Э. М. Бетонні та залізобетонні елементи в умовах малоциклових навантажень : монографія / Э. М. Бабич, Ю. О. Крусъ. – Рівне : РДТУ, 1999. – 119 с.
5. Литвинов, И. М. Усиление и восстановление железобетонных конструкций / И. М. Литвинов. – М. : Стройиздат, 1942. – 95 с.
6. Пособие П 1-98 к СНиП 2.03.01-84*. Усиление железобетонных конструкций. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва РБ, 1998. – 190 с.
7. Семенюк, С. Д. К расчету прочности нормальных сечений изгибаемых железобетонных элементов / С. Д. Семенюк, Ю. Г. Болошенко // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будовлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : Нац. ун-т вод-

ного господарства та природокористування. – 2009. – Вып. 18. – С. 318–325.

8. ГОСТ 10180-90. Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1990. – 45 с.

9. Испытания сооружений / Ю. Д. Золотухин [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1992. – 272 с.

10. ГОСТ 24452-80. Бетоны. Методы определения призмочной прочности, модуля упругости и коэффициента Пуассона. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1984. – 20 с.

11. Научно-методический центр «Электронная книга БГУ» [Электронный ресурс] / А. В. Блохин Теория эксперимента : курс лекций в 2 ч. Ч. 1. – Электрон. текст. дан. – Минск, 2003. – Режим доступа: <http://anubis.bsu.by/publications/elresources/Chemistry/blohin1.pdf>. – Электронная версия печ. публикации, 2002.

12. Семенюк, С. Д. К определению модуля упругости и упругопластических характеристик бетона при кратковременном центральном сжатии / С. Д. Семенюк // Вестн. БГТУ. Строительство и архитектура. – 2001. – № 1. – С. 40–45.

13. ГОСТ 12004-80. Сталь арматурная. Методы испытания на растяжение. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1981. – 25 с.

14. СТБ 1182-99. Бетоны. Правила подбора состава. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва РБ, 2000. – 7 с.

15. Аханов, В. С. Справочник строителя / В. С. Аханов, Г. А. Ткаченко. – Ростов н/Д : Феникс, 2004. – 480 с.
16. ГОСТ 21616-91. Тензорезисторы. Общие технические условия. – М. : Комитет стандартизации и метрологии СССР, 1992. – 47 с.
17. Панчук, Ю. М. Работа згинальних залізобетонних елементів зі змішаним армуванням при високих рівнях малоциклового навантаження : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львів : 2000. – 19 с.
18. Борисюк, А. И. Особенности работы керамзитобетонных и керамзитожелезобетонных элементов при однократном и малоцикловом сжатии : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев : 1991. – 23 с.
19. Кухнюк, О. М. Дослідження та розрахунок залізобетонних балок за малоциклових навантажень низких, середніх і високих рівнів / О. М. Кухнюк, Ю. М. Панчук // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будовлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : Нац. ун-т водного господарства та природокористування. – 2008. – Вып. 17. – С. 223–231.
20. Бабич, Э. М. Деструктивні особливості і малоциклова втомленість важкого бетону при малоцикловому стиску // Э. М. Бабич, Ю. М. Панчук // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будовлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : Нац. ун-т водного господарства та природокористування. – 2000. – Вып. 4. – С. 106–110.
21. Гомон, С. С. Прогини косостиснутих залізобетонних елементів при дії малоциклових навантажень / С. С. Гомон // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будовлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : Нац. ун-т водного господарства та природокористування. – 2009. – Вып. 18. – С. 157–162.
22. Філіпчук, С. В. Робота замкнутих залізобетонних рам при повторних малоциклових навантаженнях : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Полтава : 2009. – 21 с.
23. Заречанский, О. О. Особливості роботи стиснуто-зігнутих залізобетонних елементів при одноразових і повторних малоциклових навантаженнях : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львів : 2008. – 20 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 11.05.2009

J. G. Boloshenko

**The procedure of experimental investigation
into the work of ferroconcrete bending elements
reinforced with upbuilding of a compressed zone
in conditions of minicycle loads**

The paper describes the procedure of making experimental investigation into the first series of samples in the form of ferroconcrete beams reinforced by the increase in the cross section in the compressed zone. The method offered permits to investigate sample strength and deformability under the action of seldom repeated loads.

УДК 691.32

И. А. Леонович, А. А. Леонович

МЕХАНИЗМ РАЗРУШЕНИЯ ФИБРОБЕТОНОВ НА ЗАПОЛНИТЕЛЕ ИЗ МИКРОСФЕР ЗОЛ-УНОСА

Выявлены разновидности характера перемещения трещин в фибробетонах с заполнителем из алюмосиликатных микросфер. Раскрыт механизм накопления повреждений, согласно которому высокопрочная связь фибры с цементной матрицей противодействует свободной деформации волокна, придает разрушению материала при статической нагрузке хрупкий характер и уменьшает сопротивление ударному воздействию. Оптимально прочная связь позволяет фибре растягиваться по длине, проскальзывая по поверхности контакта, что придает разрушению квазипластичный характер и гасит энергию удара. Прочность цементного камня и сила сцепления его с поверхностью оболочек сфер зависит от водоцементного отношения и содержания адгезива в смеси.

Введение

В представленной работе обобщены закономерности, которые проявились при разрушении мелкозернистого легкого бетона, заполнителем которого являются алюмосиликатные микросферы (АСМ), выделяемые из зол-уноса теплоэлектростанций. АСМ представляют собой полые стеклокристаллические сферы диаметром 30–500 мкм и являются практически готовым заполнителем для бетона, образующим замкнутые пустоты, не имеющие сообщения с окружающей атмосферой. Помимо низкой плотности (насыпная плотность в сухом состоянии равна 300–450 кг/м³) и высокой дисперсности, алюмосиликатные микросферы обладают значительной для легкого заполнителя механической прочностью (предел прочности на сжатие 15–28 МПа), низкой теплопроводностью (при 20 °С теплопроводность составляет 0,08 Вт/(м·К)), радиопрозрачностью, термостойкостью (температура плавления не ниже 1300 °С), высокой текучестью [1–3].

В исследуемых фибробетонах содержание микросфер в смеси варьировалось от 33 до 100 % от массы цемента. Средняя плотность бетона при этом изменялась в пределах от 1700 до 850 кг/м³.

В качестве гидравлического вяжущего использовался портландцемент 500 Д 20 и белый портландцемент М500. Для улучшения сопротивления бетона

действию растягивающих напряжений и ударному воздействию применялось дисперсное армирование неметаллической фиброй, стеклянной и полиакрилонитриловой (ПАН), сочетающей сравнительную легкость и высокую прочность [4–6]. Содержание полиакриловой фибры составляло 0,7; 1; 1,5 % от массы сухой смеси, содержание стеклянной фибры составляло 2,7; 3,2 и 4 % от массы сухой смеси.

В состав бетона вводились полимерные добавки. Для улучшения сцепления поверхности микросфер и фибры с цементным камнем и для обеспечения объемной гидрофобизации материала использовался виннапас (RL 551 Z) в количестве 6–14 % от массы цемента. Для увеличения подвижности смеси с одновременным снижением водопотребления использовались современные супер- и гиперпластификаторы в количестве 0,5–1,5 % от массы цемента. Полимерные добавки положительно повлияли на прочностные свойства бетона при статическом и динамическом нагружении [7, 8].

Исследование характера перемещения трещин при разрушении

Для выявления механизма разрушения материалов с заполнителем из микросфер, содержащих фибру, изучалось строение поверхностей излома, а

также поверхностей шлифов с помощью лупы с увеличением $\times 10$, бинокулярного микроскопа МБС с увеличением $\times 24$, микроскопа НЕОРНОТ 21 с увеличением $\times 50$ (рис. 1). Поверхности образцов шлифовались на абразивной бумаге с последовательно снимающейся зернистостью от 400 до 800 и доводились на фетровом круге с алмазной пастой зернистостью 800.

При исследовании поверхностей изломов выявлено четыре разновидности ха-

рактера перемещения магистральной трещины в АСМ-фибробетонах. На рис. 2 показаны схемы этих разновидностей разрушения:

- а) перемещение трещины по матрице из цементного камня;
- б) распространение трещины по матрице и границе раздела матрица-поверхность сферы;
- в) перемещение трещины по матрице и оболочкам микросфер;
- г) смешанный характер разрушения.

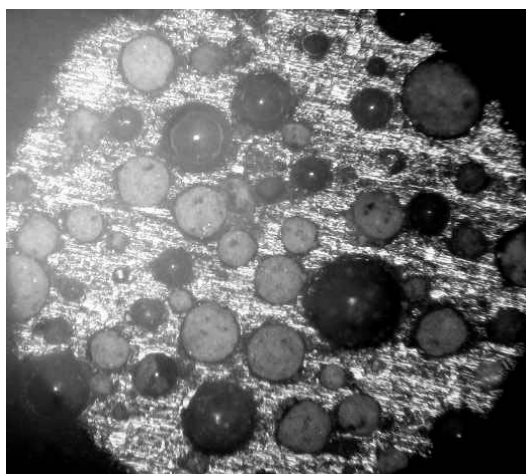


Рис. 1. Фотография поверхности шлифа АСМ-фибробетона плотностью 1330 кг/м^3 (увеличение $\times 50$ с использованием микроскопа НЕОРНОТ 21)

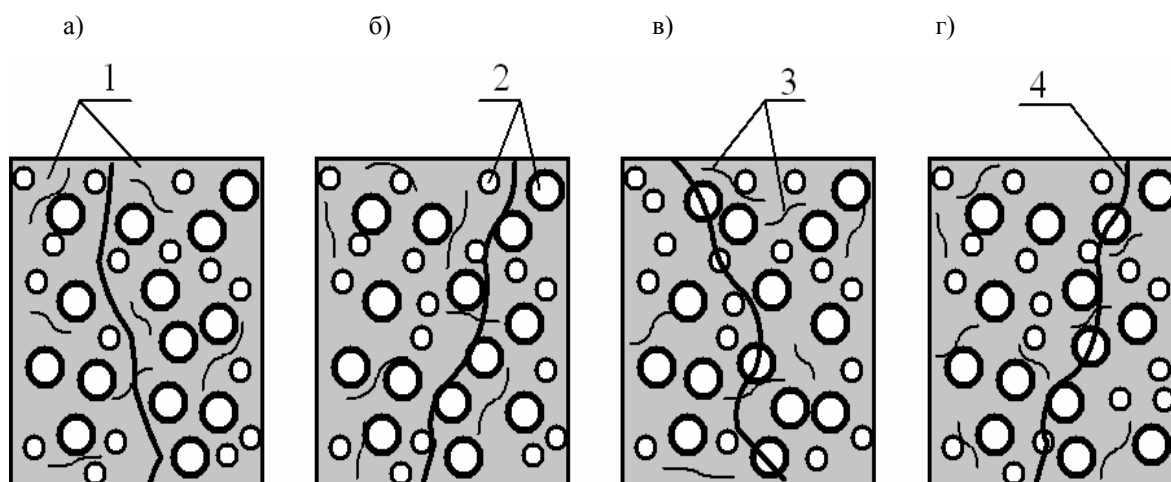


Рис. 2. Схема строения и варианты разрушения фибробетона с заполнителем из алюмосиликатных микросфер: 1 – матрица из цементного камня; 2 – алюмосиликатные микросферы; 3 – фибра; 4 – трещина

Установлено, что характер разрушения зависит от состава смеси, водоцементного соотношения и свойств оболочки микросфер.

Разрушение по схеме *a* наблюдается при низкой прочности матрицы из-за высокого или низкого водоцементного соотношения ($0,2 \geq \text{ВЦ} \geq 0,6$). Прочность бетона на растяжение при изгибе составляла 2–4 МПа.

Если прочность связи матрицы с поверхностью сфер недостаточна, то в процессе разрушения сферы остаются целыми, на берегах трещины отчетливо видны неразрушенные сферы (схема *б*). Такой тип разрушения наблюдается при отсутствии в составе смеси материала, играющего роль адгезива (клея). Прочность материала на растяжение при изгибе в этом случае зависит от прочности матрицы и концентрации микросфер в смеси.

Разрушение по типу *в* наблюдается, когда матрица имеет высокую прочность и в состав смеси введен адгезив. В контактной зоне поверхности микросфер с цементной матрицей получается хорошее сцепление, поэтому развивающаяся трещина идет по более слабым местам, проникая в заполнитель. При таком характере разрушения прочность материала на растяжение при изгибе максимальная и составляет 7–9 МПа.

Разрушение по смешанному типу при распространении трещины по телу матрицы, по оболочкам микросфер и по границе раздела матрица-оболочка сферы наблюдается, если прочность сферы, матрицы и границы матрица-сфера соизмеримы. В этом случае имеет место высокая, но не максимальная прочность материала (6–4,5 МПа), которую возможно повысить за счет увеличения прочности цементного камня, особенно при снижении содержания микросфер в материале.

Влияние длины фибры и прочности её сцепления с цементной матрицей на характер разрушения фибробетона

Обнаружено два варианта поведения фибры, попавшей в область магистральной трещины:

1) разрушение фибры по поперечному сечению в плоскости трещины без ее существенного вытягивания из матрицы;

2) вытягивание фибры из цементной матрицы с ее максимальным растяжением и последующим разрушением.

В первом случае на поверхностях излома фибра малозаметна. При увеличении $\times 24$ определяются места разрушения волокон в виде колец диаметром 15–18 мкм. После образования трещины в бетонной матрице скорость раскрытия будет зависеть от сопротивления моноволокна разрыву по поперечному сечению и количеству фибр, попавших в плоскость трещины.

Во втором случае на поверхности излома наблюдается «шерстистость», причем максимальная длина волокон, выходящих из плоскости разрушения близка к половине длины отдельного волокна.

Энергия, поглощаемая при разрыве волокна, попадающего в сечение разрушения, для единицы его площади

$$W = n \cdot 2 \int_0^{\ell/2} \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2} dz = n \cdot \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2} \cdot \ell, \quad (1)$$

где n – число фибр на единицу площади разрушения; ℓ – длина волокна; σ – напряжение в плоскости поперечного сечения волокна; ε – относительная продольная деформация волокна.

Чем длиннее участок волокна, участвующий в деформировании, тем больше энергия, поглощенная при разрушении (рис. 3). Это значит, что увеличение прочности сцепления волокна с цементной матрицей ограничит длину деформируемой части волокна, тем самым уменьшит возможность накопления энергии материалом фибры при разрушении и приведет к более быстрому разрушению при меньшей нагрузке, особенно при ударном воздействии. Поэтому в образцах с повышенным содержанием виннапаса RL 551 Z ударная вязкость оказалась ниже, и при статиче-

ских испытаниях на изгиб разрушение происходило стремительно, как в образцах без фибры. Желательна, особенно для органической «нежесткой» фибры без анкерных утолщений у торцов жесткая ан-

керовка волокна в матрице только в непосредственной близости к торцам, волокна при свободном проскальзывании поверхности волокна внутри матрицы, что возможно только теоретически.

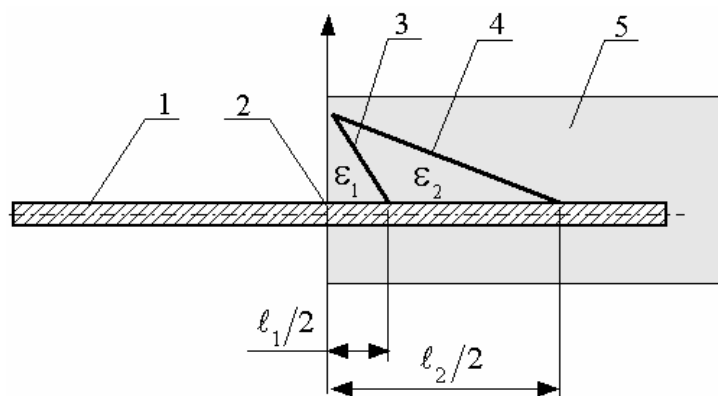


Рис. 3. Участки волокна, вовлеченные в упругопластическую деформацию при хорошем и слабом сцеплении его поверхности с цементной матрицей: 1 – волокно; 2 – сечение разрушения; 3 – область деформации волокна на длине l_1 при хорошем сцеплении его поверхности с матрицей; 4 – область деформации волокна на длине l_2 при слабом сцеплении его поверхности с матрицей; 5 – бетонная матрица

Передача нагрузки от матрицы к волокнам осуществляется по граничным поверхностям фибры и цементной матрицы. Характеристики этих поверхностей, их взаимное сцепление являются важными для свойств фибробетона. На характер разрушения влияют также длина, диаметр, объемное содержание волокна и его расположение по отношению к образовавшейся трещине.

Через действующие в волокне и на контактной поверхности напряжения можно выразить критическую длину волокна $l_{кр}$, ниже которой оно будет легко вытягиваться из матрицы, не оказывая упрочняющего воздействия на бетон. При раскрытии трещины работать в полную силу на растяжение будут только те волокна, которые были расположены перпендикулярно к трещине, скрепляя ее границы, поэтому будет вполне оправдано рассматривать только продольное направление волокон по отношению к растягивающей нагрузке [9, 10]. Как показали испытания, волокна, через которые трещина

прошла приблизительно посередине их длины, разрушаются друг за другом, начиная с тех, которые расположены ближе к началу трещины, где ее раскрытие максимально.

Модель отражает поведение фибры (рис. 4). Согласно модели тонкое волокно длиной l заключено в упругой матрице, а соединение волокна с матрицей считается идеальным. В направлении волокон, по оси z , действуют растягивающие силы. При этом в поперечном сечении фибры диаметром d_f возникают нормальные напряжения σ_f , а на поверхности волокон возникают касательные напряжения τ_m от сдвиговой деформации относительно цементной матрицы.

В начальный момент образования трещины и на протяжении некоторого времени, зависящего от прочности сцепления матрицы и фибры, деформация волокна равна деформации матрицы. Касательные напряжения скачкообразно набирают максимальную величину до

достижения пластических деформаций в матрице. Нормальные напряжения в волокне возрастают до предела прочности, если сцепление матрицы и фибры достаточно крепкое и проскальзывания по кон-

тактной поверхности не наблюдается. В таком материале происходит стремительное разрушение по хрупкому об-разцу, и фибра практически не влияет на развитие трещины.

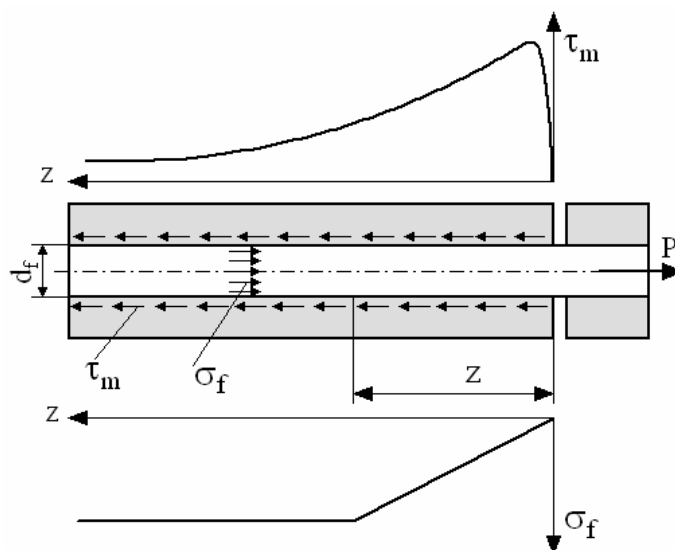


Рис. 4. Распределение напряжений в волокне, попавшем в плоскость трещины: σ_f – нормальное напряжение в поперечном сечении волокна; τ_m – касательное напряжение на контактной поверхности матрица-фибра

Если сдвиговые усилия превышают силы сцепления матрицы и фибры, начинается проскальзывание волокна на все большей длине, что ведет к его удлинению и стабилизации нормальных напряжений в волокне. Развитие трещины останавливается, и дальнейшее разрушение образца зависит от деформативных и прочностных свойств фибры. Разрушение волокон такого фибробетона происходит только после приложения дополнительной растягивающей нагрузки.

В момент приостановки раскрытия трещины растягивающие силы уравновешены сдвигающей нагрузкой на участке z :

$$\sigma \cdot \frac{\pi \cdot d_f^2}{4} = \tau_m \cdot \pi \cdot d_f \cdot z. \quad (2)$$

Если нормальные напряжения достигли своего предела прочности при растяжении σ_{fu} , то

$$\frac{\ell_{кр}}{2} = z = \frac{\sigma_{fu}}{\tau_m} \cdot \frac{d_f}{4}. \quad (3)$$

Для критической относительной длины справедлива зависимость

$$\frac{\ell_{кр}}{d_f} = \frac{\sigma_{fu}}{\tau_m}. \quad (4)$$

Если относительная длина волокна ℓ/d_f меньше критической, то волокно будет быстро вытягиваться из матрицы, не оказывая упрочняющего действия.

Результаты испытаний АСМ-фибробетонов при статическом и динамическом изгибе

Испытываемые составы с полиакриловой фиброй Ricem 8 подтвердили представленный механизм разрушения.

Из сопоставления свойств материала на статическую прочность при

изгибе и прочность при ударной нагрузке следует, что эти свойства у бетонов с низко модульной фиброй во многом противоположны. В образцах, выполненных с разным водоцементным отношением

(рис. 5), максимум прочности на растяжение при изгибе (7,5–8,2 МПа) соответствовал минимуму ударной вязкости (750–1000 Дж/м²) [8].

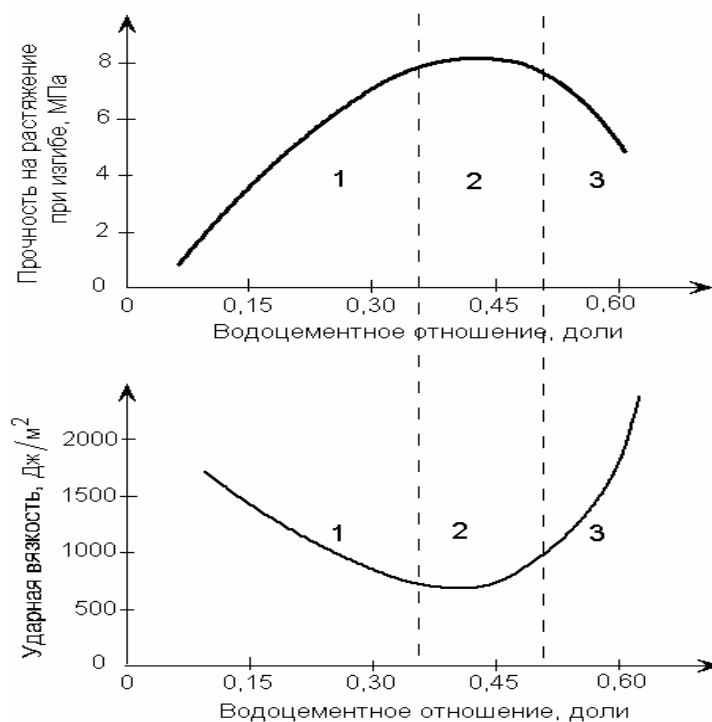


Рис. 5. Взаимосвязь между ударной вязкостью и прочностью на растяжение при статическом изгибе для АСМ-фибробетонов с разным водоцементным отношением

При минимальном водоцементном отношении (0,15–0,25) материал получался рыхлым, с недостаточным сцеплением отдельных компонентов, характерным для монолитного материала, с малой прочностью на растяжение при изгибе (2–3 МПа), но с довольно высоким сопротивлением удару. Можно предположить, что такая структура материала хорошо гасила удар, так как энергия разрушения распространялась практически на весь объем материала фибры, которая могла свободно деформироваться. Образцы с более высоким водоцементным отношением (0,25–0,37) имели плотную структуру, разрушение матрицы происходило по границам микросфер или по самой матрице, а на поверхности излома наблюдалась ворсистость из-за вытягива-

ния фибр из матрицы, на что расходовалась часть энергии разрушения.

Таким образом, для образцов области 1 (см. рис. 5) характерны общая низкая прочность при статической нагрузке из-за непрочной цементной матрицы и высокое сопротивление ударному нагружению вследствие использования высокой деформативной способности фибры.

Для области 2 (см. рис. 5) характерна максимальная прочность матрицы, которая достигалась при водоцементном отношении 0,37–0,5 ед. Фибра была хорошо закреплена в окружающем материале, и разрушение происходило по смешанному варианту: трещина распространялась по матрице, сферам, затем по фибре, причем волокно разрыва-

лось преимущественно без вытягивания торцов из матрицы. Такое заключение можно было сделать по виду излома, на котором видны разрушенные сферы и слабая ворсистость на поверхности. При максимальной прочности на растяжение при изгибе цементного камня (7–8 МПа) фибра прочнее удерживалась в матрице, ее деформация была ограничена, и энергия удара локализовалась в малом объеме по поперечному сечению волокна. В результате ударная вязкость материала получилась минимальной – 750–1000 Дж/м². При довольно высокой прочности цементный камень имел низкую деформативность и поэтому слабо сопротивлялся удару, который приходился в основном на волокно, расположенное в поперечном направлении по отношению к удару.

При водоцементном отношении более 0,5 ед. (область 3) цементный камень получался не таким прочным, избыточное количество воды играло роль смазки, что в совокупности облегчало вытягивание фибры из матрицы. Поэтому, несмотря на снижение статической прочности композита в целом, при ударном нагружении требовалась дополнительная энергия, идущая на разрушение фибры, растягивающейся по большей части своей длины. На изломе таких образцов видна значительная ворсистость.

Предложенная модель разрушения объясняет также тот факт, что при статическом изгибе образцы с максимальной прочностью цементного камня разрушались хрупко, а образцы с меньшей прочностью (см. рис. 5, области 1 и 3) – пластично, при постепенном раскрытии трещины, которое сдерживалось вытягиваемой фиброй. В образцах с прочной цементной матрицей фибра настолько сильно сцеплена с матрицей, что, попадая в плоскость развивающейся трещины, разрушается по поперечному сечению, диаметр которого всего лишь 15–30 мкм, не используя преимущества своей высокой деформативности. На тех участках графика, где прочность матрицы меньше, фибра может постепенно освобождаться

из цементного камня, растягиваясь при этом, что приводит к пластичному характеру разрушения. Эти образцы до конца не разрушились при испытаниях, а сохранили еще достаточно высокую манипуляторную прочность.

Испытания на изгиб призм размером 40×40×160 мм, выполненных из АСМ-бетона без дисперсного армирования с полиакриловой фиброй и стеклянной фиброй, подтвердили хрупкий характер разрушения образцов без фибры и с фиброй при ее чрезмерном сцеплении с цементным камнем. Образцы из АСМ-фибробетона при оптимальном сцеплении поверхности фибры и цементного камня показали пластичный характер разрушения.

Иллюстрацией разного характера разрушения образцов является диаграмма деформирования в координатах нагрузка–прогиб (рис. 6), которая согласуется с результатами, полученными в [4].

Линия 1 имеет один участок, причем замечено, что бетон на алюмосиликатных микросферах без фибры является нелинейно-упругим материалом; АСМ-бетон, содержащий органическую фибру, является линейно-упругим материалом, поэтому для него значение секущего модуля упругости совпало с модулем упругости, равным тангенсу угла наклона линии упругости диаграммы деформирования. На линии 2 четыре участка: участок упруго-пластического деформирования матрицы до образования магистральной трещины; участок резкого падения нагрузки (примерно на 40 %); участок стабилизации нагрузки при активном деформировании фибры; участок разрушения и выдергивания фибры при критическом раскрытии трещины.

Пластичный характер разрушения фибробетона повышает срок эксплуатации и безопасность использования изделий из него. Например, если здание облицовано плитами из такого бетона и по разным причинам в плите возникнет трещина, то фрагменты облицовки

удержатся от обрушения, а при малом раскрытии трещины изделие сохранит внешнюю целостность и удовлетворительный декоративный вид. На рис. 7 показаны фотографии образцов из АСМ-фибробетона, имеющие магистральные трещины и сохраняющие свою целостность под дополнительным изгибающим воздействием.

Проведенный анализ показывает, что увеличение несущей способности материала при статической нагрузке может быть достигнуто повышением прочности матрицы, в то время как требуемое сопротивление воздействию динамических нагрузок достигается регулированием водоцементного отношения, содержанием и свойствами фибры.

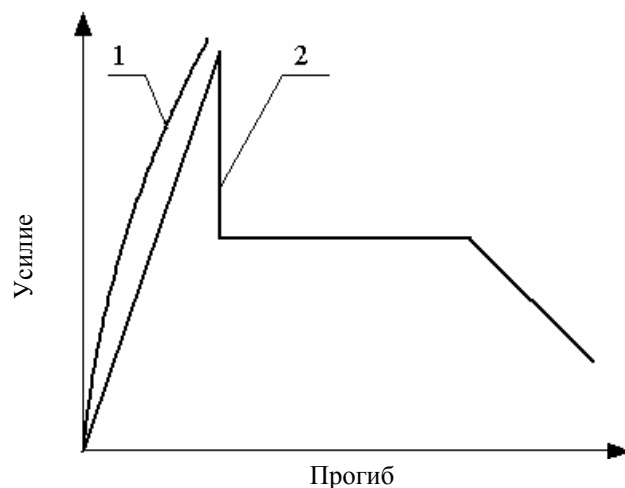


Рис. 6. Схематичное изображение диаграмм деформирования образцов при статическом изгибе: 1 – АСМ-бетон без фибры или с фиброй при ее чрезмерном сцеплении с цементным камнем; 2 – АСМ-фибробетон при оптимальном сцеплении поверхности фибры и цементного камня

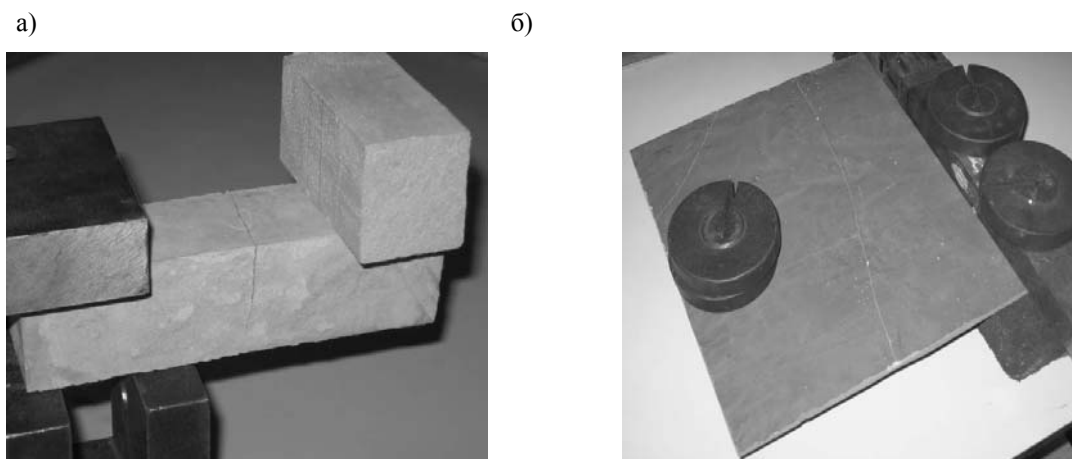


Рис. 7. Изделия из АСМ-фибробетона, имеющие трещины, под действием длительного изгибающего усилия: а – нагружение призмы размерами 40×40×160 мм с одной трещиной; б – нагружение плитки размером 300×300×6 мм с двумя трещинами

Таким образом, выявление механизма разрушения АСМ-фибробетона позволило определить пути регулирования

свойств этого материала в зависимости от назначения, требований условий эксплуатации и технологии изготовления.

Полученные сведения о механизме разрушения использованы при выборе длины фибр и корректировке содержания адгезивов в АСМ-фибробетонах.

Заключение

Выявлены разновидности характера перемещения трещины в АСМ-фибробетоне:

- по матрице из цементного камня, если ее прочность меньше прочности микросфер и сил сцепления их поверхности с цементным камнем;

- по матрице и границе раздела матрица-поверхность сферы при сравнимых прочностях поверхностного сцепления и цементного камня;

- по матрице и оболочкам микросфер, если цементный камень имеет прочность, сравнимую с прочностью оболочек;

- смешанный характер разрушения, при котором наблюдается максимальный уровень механических свойств.

Раскрыт механизм накопления повреждений и разрушения фибробетонных заполнителей из алюмосиликатных микросфер, согласно которому высокопрочная связь фибры с цементной матрицей противодействует свободной деформации волокна, придает разрушению материала при статической нагрузке хрупкий характер и уменьшает сопротивление ударному воздействию. Оптимально прочная связь позволяет фибре растягиваться по длине, проскальзывая по поверхности контакта, что придает разрушению квазипластичный характер и гасит энергию удара. Прочность цементного камня и сила сцепления его с поверхностью оболочек сфер зависит от водоцементного отношения и содержания адгезива в смеси.

Предложенный механизм разрушения экспериментально подтвержден на примере сопоставления свойств исследуемых фибробетонных при статической и динамической нагрузке: максимальная прочность при статическом изгибе бетонной матрицы соответствовала минимальной ударной вязкости материала. Наиболее простой путь обеспечения требуемых

свойств фибробетонных с фиксированным содержанием фибры, заполнителя и добавок – регулирование водоцементного отношения. Для АСМ-фибробетона плотностью 1240 кг/м³ с 1,5-процентным содержанием полиакриловой фибры максимальная прочность на растяжение при изгибе 7–8 МПа и минимальная ударная вязкость 750–1000 Дж/м² зафиксированы при водоцементном соотношении 0,37–0,5. Для АСМ-фибробетона, изготовленного при водоцементном отношении 0,62, достигнута наибольшая ударная вязкость 2400 Дж/м², причем прочность на растяжение при изгибе составила 4–5 МПа.

При раскрытии трещины 0,01–0,2 мм фибробетон с оптимальной прочностью сцепления поверхности фибры и матричного состава обладает остаточной прочностью, определяемой сопротивлением разрыву попавших в разрушенное сечение фибр, причем трещина визуально малозаметна, что позволяет сохранить функциональность изделий, например облицовочных и теплозащитных плит.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Микросферы зол-уноса // Вибротехцентр [Электронный ресурс]. – 2007. – Режим доступа : <http://www.vtcenter.ru/production/production.htm/>. – Дата доступа : 10.05.07.
2. ГОСТ 25818-91. Золы уноса тепловых электростанций для бетонов. Технические условия. – М. : Госстрой СССР, 1991. – 14 с.
3. Павленко, С. И. Легкие бетоны с применением зол электростанций / С. И. Павленко – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1986. – 136 с.
4. Holschemacher, K. Non – metallic fibres or structural concrete / K. Holschemacher, M. Juknat, S. Huer // Проблемы современного бетона и железобетона : сб. тр. в 2 ч. Ч. 1 : Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск, 2007. – С. 6–21.
5. Олюнин, П. С. Дисперсное армирование цементных композитов полимерными волокнами / П. С. Олюнин // Бетон и железобетон. – 2009. – № 1. – С. 21–24.
6. Богатина, А. Ю. Фибропенобетон для перекрытия каркасных зданий / А. Ю. Богатина, Л. В. Моргун // Промышленное и гражданское

строительство. – 2005. – № 2. – С. 34–35.

7. **Леонович, И. А.** Прочностные и упругие свойства фибробетона с заполнителем из микросфер при статической кратковременной нагрузке / И. А. Леонович, И. М. Кузменко, Е. С. Павлюк // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2007. – № 12 – С. 63–67.

8. **Леонович, И. А.** Прочностные свойства фибробетонов с заполнителем из микросфер при ударном нагружении / И. А. Леонович // Вестн.

Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 129–136.

9. **Фудзии, Т.** Механика разрушения композиционных материалов : пер. с яп. / Т. Фудзии, М. Дзако. – М. : Мир, 1982. – 232 с. : ил.

10. **Рабинович, Ф. Н.** О некоторых особенностях работы композитов на основе дисперсно-армированных бетонов / Ф. Н. Рабинович // Бетон и железобетон. – 1999. – № 6. – С. 19–23.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 14.04.2009

I. A. Leonovich, A. A. Leonovich
Destruction mechanism of fibrous
concrete on the fly-ashes microsphere
filler

A variety of crack displacements in fibrous concrete with aluminosilicate microsphere filler have been revealed. The damage accumulation mechanism has been explained according to which a high-strength fibre bond with cement paste counteracts free fibre deformation, gives brittleness to the material under static loads and reduces the resistance to impact. Extremely high cohesion enables fibre to elongate slipping along the contact surface, which gives a quasielastic character to destruction and puts out the impact energy. Cement paste strength and its cohesion force with the surface of microsphere shells depend on the air-cement ratio and adhesive contents in the mixture.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 621.86: 69

С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц, В. М. Пускова, М. И. Руцкий

БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Изложены результаты анализа трех несчастных случаев со смертельным исходом, произошедших при выполнении работ с использованием грузоподъемных машин в строительных организациях Могилевской области. Так, из-за невыполнения требований безопасной эксплуатации грузоподъемных машин получили травмы со смертельным исходом кровельщик Осиповичского СП ОАО «Кровля» и мастер ДПП «Коммунальник» г. Костюковичи. Из-за разрушений сварочных швов кронштейна подъемника автомобильного гидравлического ВС-222-01 получили травмы со смертельным исходом две работницы строительного управления г. Кричева.

Анализ несчастных случаев в строительных организациях Могилевской области показывает, что зачастую они происходят по причине отказа (поломок) грузоподъемных машин или из-за невыполнения требований безопасной эксплуатации обслуживающим персоналом. Приведем примеры несчастных случаев.

Первый случай. Бригада кровельщиков СП ОАО «Кровля» в составе трех человек осуществляла ремонт кровли здания Осиповичского районного Центра культуры. Во время погрузки материалов демонтированной кровли в автомашину ЗИЛ-130 с помощью подъемника К1-01 произошло опрокидывание и падение подъемника с крыши здания (рис. 1).

Во время падения подъемника двое кровельщиков находились в кузове автомобиля и с помощью каната, прикрепленного к крюковой подвеске, оттягивали бункер с грузом для установки его в кузов автомобиля. Подъемник К1-01 травмировал двоих кровельщиков, при этом один из них получил травму со смертельным исходом.

Погрузка-разгрузка грузов подъемником К1-01 осуществлялась с правой от

фасада стороны здания, где в верхней части стены была разобрана кирпичная кладка парапета, т. е. выполнен проем для перемещения грузов подъемником (см. рис. 1). Подъемник К1-01 был установлен на крыше здания. Под передние и задние лапы подъемника К1-01 были подложены подставки, каждая из которых состояла из трех деревянных поддонов и доски общей высотой 515 мм (на рис. 1 показана стрелкой А и Б). Во время происшествия верхний поддон и доска из-под передних лап подъемника К1-01 были сброшены (на рис. 1 показано стрелками В и Г).

Подъемник К1-01 [1] изготовлен Минским ПО «Строймаш». Он содержит переднюю стойку 1, заднюю стойку 2, балку 3, тележку 4, крюковую подвеску 5, привод 6, пульт электрического управления 7, контргрузы 8, устройство ограничения высоты подъема груза 9 (рис. 2).

Для выполнения работ на подъемнике использовались одноветьевой строп 10, четырехветьевого строп 4СК-0,63 11, бункер 12 (тара для груза),

канат (веревка) 13, прикрепленный к грузовой подвеске. При осмотре и обмерах

установлено, что одноветьевой строп 10 имел диаметр 12,4 мм и длину 2230 мм.



Рис. 1. Вид места установки подъемника на крыше здания

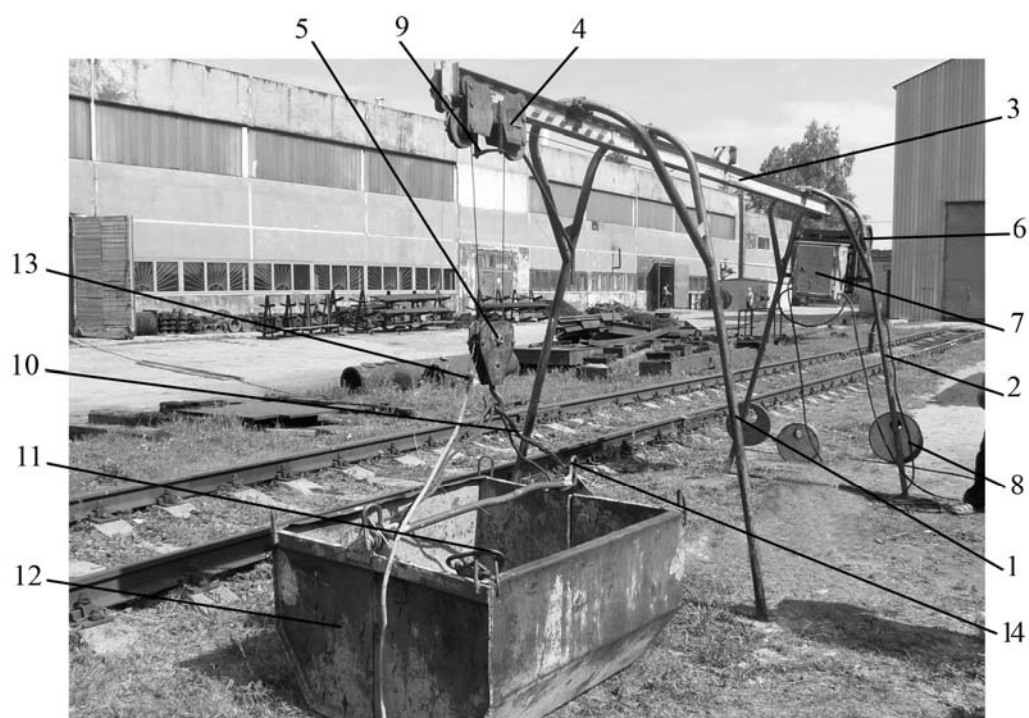


Рис. 2. Общий вид подъемника К1-01

На стропе отсутствовала бирка, характеризующая его технические параметры. Каких-либо повреждений на стропе не обнаружено. Предположительно был использован строп типа СКП1-1,0. Согласно ГОСТ 25573-82 стропы СКП1-1,0 предназначены для строповки грузов массой 0,7 т. Остальные используемые изделия находились в технологически исправном состоянии.

Для оценки возможных вариантов опрокидывания подъемника и определения ситуации предшествующей аварии приведена схема работы подъемника (рис. 3), при составлении которой установлено:

– подъемник 1 располагался на крыше здания Осиповичского районного

Центра культуры и был установлен на подставках 3 и 4;

– груз в бункере 6 общей массой 360 кг был частично опущен, и центр его подвески находился на высоте 5180 мм от поверхности площадки;

– центр подвески груза находился на расстоянии 495 мм от стены 2 здания;

– задний борт автомобиля 9 находился на расстоянии 2135 мм от центра опускания груза;

– в кузове автомобиля на расстоянии 4185 мм от центра подвеса груза находились двое кровельщиков 8 и с помощью каната (оттяжки) 7 подтягивали груз в кузов автомобиля.

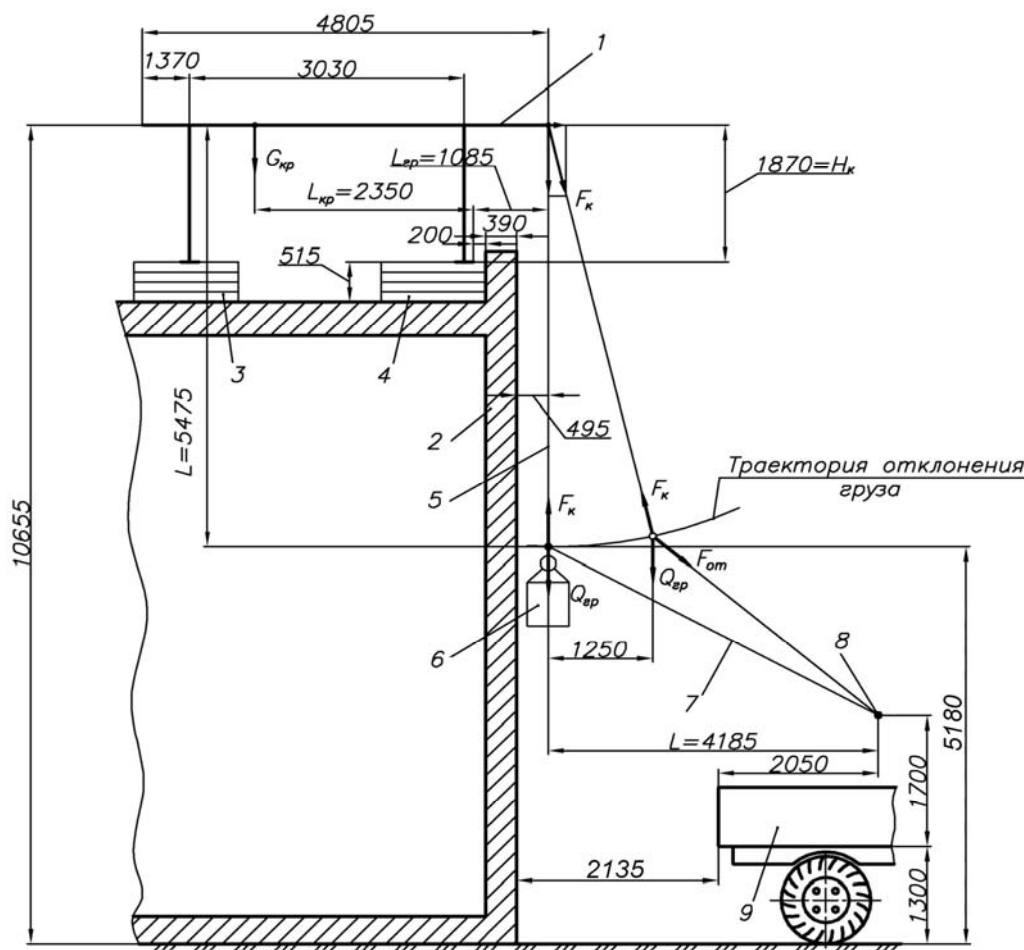


Рис. 3. Схема к расчету устойчивости подъемника

$m_{зр}$ – масса груза с бункером,
 $m_{зр} = 360$ кг;

$m_{кр}$ – масса подъемника, $m_{кр} = 291,5$ кг;

$L_{зр}$ – расстояние от ребра опрокидывания подъемника до центра тяжести груза, $L_{зр} = 1085$ мм;

$L_{кр}$ – расстояние от ребра опрокидывания подъемника до центра тяжести подъемника (измерено экспериментально), $L_{кр} = 2350$ мм;

L_n – длина канатов грузового полиспаста, $L_n = 5475$ мм;

H_k – высота подъемника, $H_k = 1870$ мм;

F_k – усилие в канатах грузового полиспаста;

$F_{от}$ – усилие в оттяжке, создаваемое рабочими, находящимися в кузове автомашины. Определяем возможность опрокидывания подъемника в случае, когда груз массой 360 кг подвешен вертикально на канатах полиспаста.

Опрокидывающий момент, создаваемый весом груза относительно ребра опрокидывания, крана равен

$$M_{опр} = m_{зр} \cdot q \cdot L_{зр} = 360 \cdot 9,81 \cdot 1,085 = 3832,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Удерживающий момент, создаваемый собственным весом подъемника относительно ребра опрокидывания подъемника, равен

$$M_{уд} = m_{кр} \cdot q \cdot L_{кр} = 291,5 \cdot 9,81 \cdot 2,35 = 6720 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент грузовой устойчивости

$$K_{зр} = \frac{M_{уд}}{M_{опр}} = \frac{6720}{3832,8} = 1,753.$$

В соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» коэффициент грузовой устойчивости должен быть $K_{зр} \geq 1,4$.

Таким образом, при вертикальном расположении груза опрокидывание подъемника не произойдет.

Опрокидывание подъемника при вертикальном расположении груза может произойти в положении неустойчивого равновесия, когда $M_{уд} = M_{опр}$, т. е.

$$m_{зр} \cdot q \cdot L_{зр} = m_{кр} \cdot q \cdot L_{кр}.$$

В этом случае масса груза, необходимая для опрокидывания подъемника, должна быть

$$m_{зр} = \frac{m_{кр} \cdot L_{кр}}{L_{зр}} = \frac{291,5 \cdot 2,35}{1,085} = 631,4 \text{ кг}.$$

Оценим возможность опрокидывания подъемника в случае, когда груз массой 360 кг отклоняется от вертикального положения оттяжкой, усилие в которой создают рабочие, находящиеся в кузове автомашины. Расчет выполняем графо-аналитическим методом. В результате расчета установлено, что опрокидывание подъемника произойдет при отклонении груза от вертикального положения на 1,25 м.

Причиной несчастного случая явилось опрокидывание подъемника из-за отклонения груза массой 360 кг от вертикального положения на 1,25 м в сторону кузова автомобиля двумя кровельщиками, находившимися в кузове автомобиля. Это является нарушением п. 3.2 инструкции по эксплуатации подъемника (разрешается только вертикальный подъем и опускание грузов без подтягивания и рывков) [1].

Второй случай. При выполнении работ по ремонту дымовой трубы на крыше двухэтажного дома № 51 по ул. Кулешова (г. Костюковичи Могилевской области) произошло падение люльки подъемника монтажного специального ОПТ-9195. При ее падении трое работников ДПП «Коммунальник» (г. Костюковичи) получили травмы с тяжелым исходом, при этом один из пострадавших получил травму со смертельным исходом.

При проведении экспертизы установлено, что используемый подъемник монтажный специальный ОПТ-9195 [2], смонтированный на базе трактора МТЗ-82п, принадлежал Климовичскому предприятию электрических сетей.

Подъемник изготовлен Кировоградским ремонтно-механическим заводом (Украина). Особенностью конструкции подъемника является то, что на оголовок выдвижной части телескопической стрелы 1, кроме крюковой подвески 2 с поли-

спастом 3, может монтироваться съемная люлька. Люлька выполнена в виде корпуса 4, шарнирно соединенного с вилкой 5, верхняя часть которой с помощью крепежного замка 6 соединена с оголовком стрелы 1 (рис. 4).

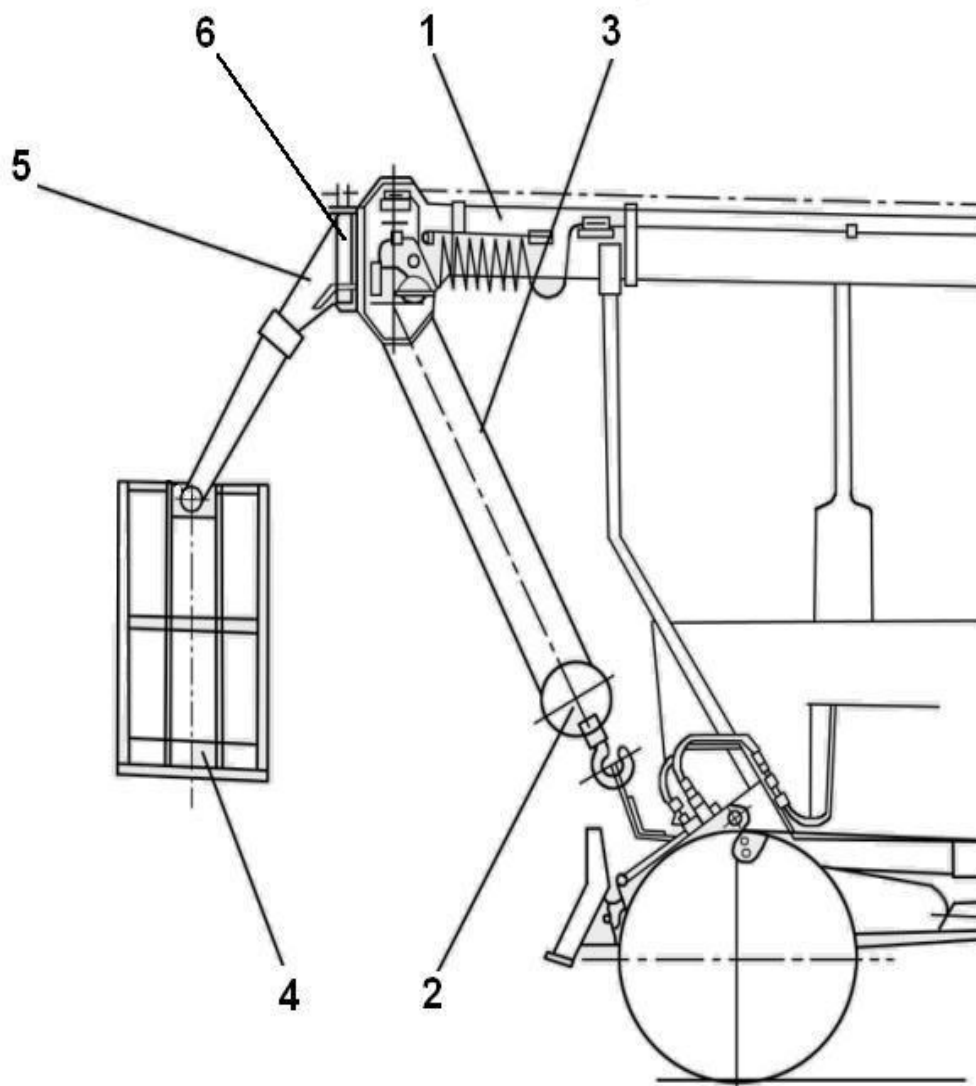


Рис. 4. Расположение грузоподъемных устройств на стреле подъемника ОПТ-9195

Крепежный замок (рис. 5) содержит кронштейн 7, приваренный к оголовку стрелы 1, выполненному в виде трапециевидальной призмы. Передняя, задняя и боковые поверхности замка выполнены в виде трапеций. На кронштейн 7 насаживается верхняя часть вилки 5 люльки, ко-

торая выполнена из листовой стали корабчатого сечения по форме, схожей с формой кронштейна. Удержание люльки на кронштейне осуществляется за счет обратноклинового зацепления. Для предотвращения рассоединения люльки с кронштейном на кронштейне в его ле-

вом верхнем углу предусмотрено отверстие, в которое после навески люльки вставляется фиксирующая ось 8. Для ис-

ключения самопроизвольного выпадения фиксирующей оси 8 из отверстия предусмотрена установка шплинта 9.

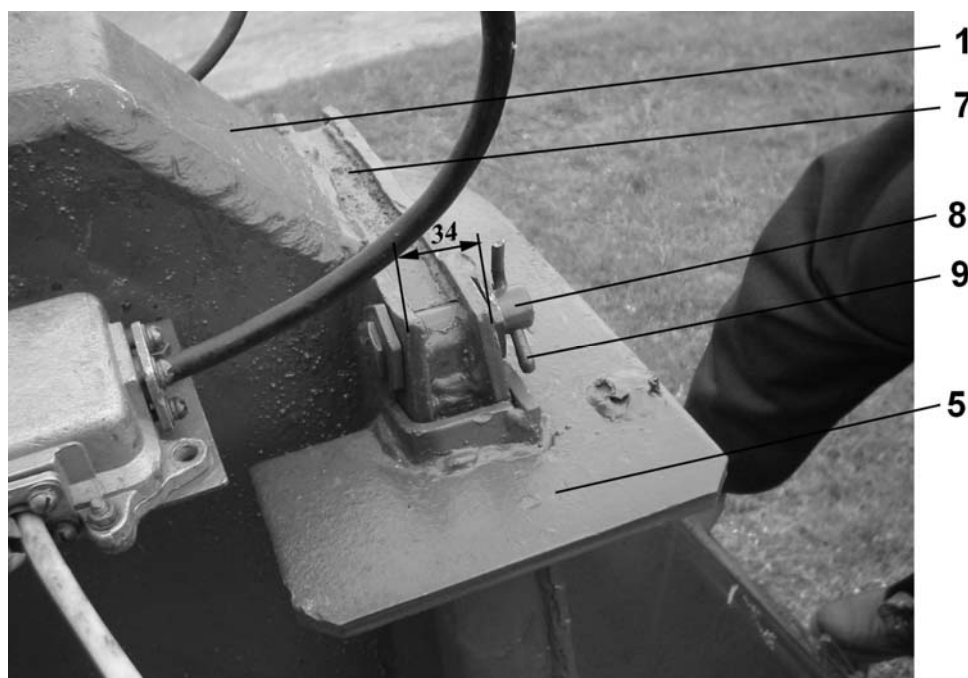


Рис. 5. Крепежный замок люльки

Для оценки достоверности происшествия при проведении экспертизы был выполнен эксперимент. Подъемник был установлен на месте происшествия примерно там же, где и находился при ремонте дымовой трубы. В люльку был помещен груз (мешки с песком) массой около 250 кг, что примерно соответствовало массе трех человек, которые находились в люлке во время происшествия. В подъемнике была демонтирована (снята) фиксирующая ось. Вилка люльки была зацеплена двумя одноветьевыми стропами и страховалась от падения автомобильным краном КС-3577. Люлька была перемещена на место, соответствующее месту касания ее с кровлей во время происшествия. Было осуществлено опускание люльки до опирания днища на кровлю. В момент касания днища люльки с кровлей произошло отсоединение вилки от кронштейна стрелы, и люлька повисла на

стропах, поддерживаемых автомобильным краном. Эксперимент подтвердил выводы, что в момент несчастного случая фиксирующая ось в кронштейне стрелы подъемника отсутствовала. При наличии фиксирующей оси расхождение люльки со стрелой невозможно без значительных повреждений элементов крепежного замка.

Причинами несчастного случая явились нарушения требований охраны труда машинистом подъемника, выразившихся:

– в невыполнении требований, изложенных в «Техническом описании», касающихся обязанностей машиниста при подготовке подъемника для работы с люлькой, где указана «необходимость проверки наличия в проушинах кронштейна фиксирующей оси, а также исправности штифта (шплинта), предотвращающего ее выпадение [2];

– в допущении превышения нагрузки в люльке почти в 2 раза (нагрузка в люльке не должна превышать 130 кг, а в ней находились 3 человека) [2];

– в перемещении люльки и касании кровли, что обусловило падение.

Третий случай. При выполнении ремонтных работ по наружной стене здания Дома культуры железнодорожников в г. Кричеве Могилевской области произошло падение с высоты около 4,5 м люльки автогидроподъемника ВС222-01

[3]. При падении люльки находящиеся в ней две работницы строительного управления получили травмы со смертельным исходом. Падение люльки автогидроподъемника произошло из-за разрушения сварных швов нижнего кронштейна 1 крепления гидроцилиндра 2 подъема верхнего колена 3 стрелы, выполненных при изготовлении автогидроподъемника на Пинском заводе средств малой механизации и металлоконструкций (рис. 6).

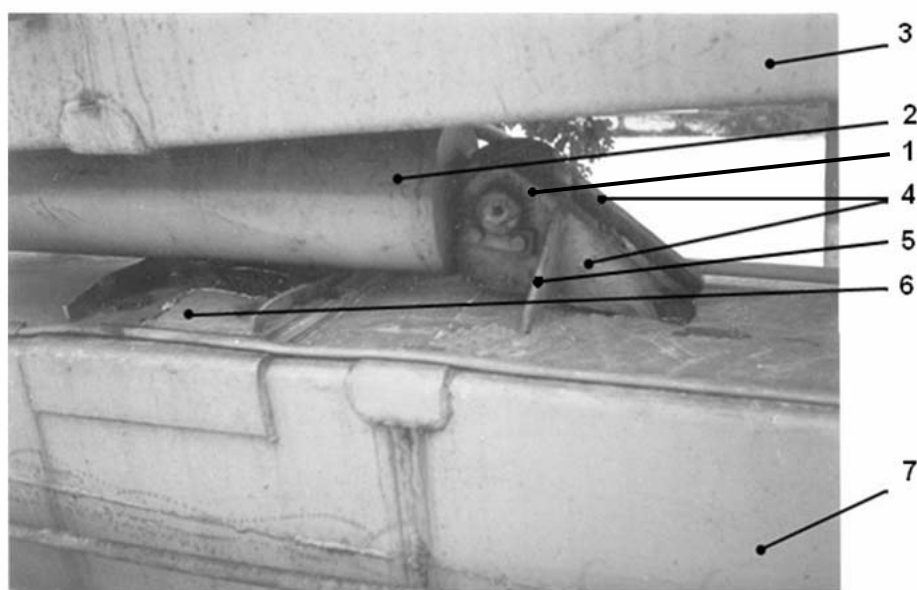


Рис. 6. Вид разрушенного кронштейна

Произошел сплошной разрыв сварочных швов щек 4 и ребер 5 кронштейна от основания 6, приваренного к нижнему колену 7 стрелы. Установлено, что на обследуемом кронштейне при изготовлении использовался разнородный материал, не предусмотренный проектом, т. к. основание 6 и ребра 5 кронштейна изготовлены из низкоуглеродистой стали Ст 2, а щеки 4 кронштейна изготовлены из стали 16ГС, что привело к значительному снижению ударной вязкости сварных соединений при эксплуатации в условиях переменных температур (по тех-

документации для кронштейна должна использоваться сталь ВСт 3сп).

Причиной несчастного случая было низкое качество сварных швов, которое характеризовалось:

- наличием непроваров сварных швов (от 20 до 76 % от проектных длин);
- несоответствием катетов сварных швов (до 20 %) проектным;
- нарушениями, допущенными при выборе материала.

Выполненный анализ несчастных случаев в строительстве показал, что

при эксплуатации грузоподъемные машины являются объектами повышенной опасности вследствие того, что они используются при выполнении работ по подъему и перемещению грузов и в зоне их работы почти всегда находятся люди. Основными причинами изложенных в статье несчастных случаев являются:

– нарушения или невыполнение требований нормативной документации по безопасной эксплуатации грузоподъемных машин (в двух случаях);

– дефекты при изготовлении автогидроподъемника ВС-222-01 (в одном случае).

Следовательно, организациям, эксплуатирующим грузоподъемные машины, необходимо больше уделять внима-

ния обучению и подбору квалифицированных кадров, обслуживающих грузоподъемные машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подъемник с электролебедкой К1. Паспорт К1-00.00.000 ПС. Инструкция по эксплуатации К1-00.00.000 ИЭ. – Минск : Строймаш, 1995. – 84 с.

2. Подъемник монтажный специальный ОПТ-9195. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ОПТ-9195 ТО. – Кировоград : Кировоградский ремонтно-механический з-д, 1990. – 43 с.

3. Подъемник автомобильный гидравлический ВС-222-01 по ГОСТ 22059-77. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ВС-222-01.00.00.000 ТО. – Пинск : Пинский з-д СММ, 1993. – 61 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 20.01.2009

S. D. Haliuzhyn, V. M. Puskova, M. I. Rutskiy
Safe exploitation of load-lifting machines
in construction

The paper analyses three accidents with mortal outcome happened during the work of load-lifting machines in some construction organizations of the Mogilev oblast. A roofer from Osipovichy СП ОАО «Roofing» and a skilled workman from Kostyukovichy ДПП «Utilities» were injured and soon died because they had violated the requirements of safe exploitation of load-lifting machines. Two workers from Krichev construction organization were injured and later died because of the failure of welding joints of the cantilever elevator.

Редакционная коллегия

Главный редактор	Сазонов И. С.
Зам. главного редактора	Ловшенко Ф. Г.
Зам. главного редактора	Жолобов А. А.
Ответственный секретарь	Кошелева В. И.

Члены редколлегии:

Тарасик В. П.	Батяновский Э. И.	Фираго Б. И.
Ким В. А.	Лазаренков А. М.	Луковников В. И.
Берестов Е. И.	Карабанов А. М.	Новиков В. А.
Даньков А. М.	Хомченко А. В.	Редько В. П.
Пашкевич М. Ф.	Борисов В. И.	Базылев Н. И.
Куликов В. П.	Сотский А. Б.	Барановский С. И.
Семенюк С. Д.	Гапоненко С. В.	Пашкевич В. М.
Босаков С. В.	Кузнецов А. П.	

Подписано в печать 30.10.2009. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 19.53. Уч.-изд. л. 18.0. Тираж 100 экз. Заказ № 733.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2009