

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

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

Периодичность – 4 раза в год

3(28) 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

ДУБОВИК Д. А. Гипотеза линейного закона распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин при действии активных сил	8
МРОЧЕК В. И., МРОЧЕК Т. В., РОЗОВ С. В. Исследование регулятора расхода гидросилителя рулевого управления	15
ЯСЮКОВИЧ Э. И. Моделирование курсового движения многозвенного автопоезда с жесткими колесами	24

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

БОРИСЕНКО Л. А. Основы проектирования цепных планетарных редукторов с втулочными и роликовыми приводными цепями	33
ЖОЛОБОВ А. А., РЯЗАНЦЕВ А. Н., ШАТУРОВ Д. Г. Динамика процесса и эффективная мощность при точении с многократным микрообновлением режущей кромки	40
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Оптимизация технологии переработки механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых композиций в полуфабрикаты	49
МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А. Дисковый тормоз двухколесного транспортного средства	59
ПАШКЕВИЧ М. Ф., ДАВЫДЕНКО Д. В. Экспериментальные исследования фрикционных шарикоподшипниковых передач в статических условиях	66
СТАРОВОЙТОВ А. М., СТАРОВОЙТОВА Н. А., ФЕДОСЕНКО А. С. Экспериментальные исследования возможности контроля температуры плазменных покрытий при помощи веб-камер	76
ЦУМАРЕВ Ю. А., ЛАТУН Т. С. Несущая способность паяных комбинированных соединений	86

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Регулирование технологических параметров в системах горячего водоснабжения	95
КОВАЛЬ А. С., ШВАЯКОВ А. В. К вопросу синтеза регулятора скорости безредукторного ЭП лифта с учетом электромеханического взаимодействия	105

КОЛЬЦОВ С. В. , КОНЦЕВЕНКО О. В. , ОВСЯННИКОВ К. В. Последовательно-парал- лельная коррекция систем управления электро- приводами с подчиненным регулированием па- раметров и упругими связями.....	113
---	-----

ПАРФЕНОВИЧ О. Н., КАПИТОНОВ О. А. Транзисторный широтно-импульсный регулятор напряжения для асинхронных электродвигателей.....	119
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БИБИК М. С., СЕМЕНЮК С. Д. Влияние физико- механических характеристик рециклированного щебня из дробленого бетона различных классов по прочности на сжатие на свойства бетонной смеси и бетона.....	128
--	-----

ДЕРКАЧ В. Н., ЖЕРНОСЕК Н. М. Методы оценки прочности каменной кладки в отечествен- ной и зарубежной практике обследования зданий и сооружений.....	135
--	-----

СЕМЕНЮК С. Д., ШУТОВ Р. З. Несущая способ- ность шестиугольной железобетонной дорожной плиты испытательного полигона РУПП БелАЗ по пространственным сечениям, образованным при совместном действии крутящего и изгибаю- щего моментов.....	143
--	-----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

ГОГОЛИНСКИЙ В. Ф., МАРКОВ А. П., ПАТУК Е. М., ПИВОВАРОВА Е. В. Комбинированные способы и средства мониторинга сложнопрофильных поверх- ностей.....	151
---	-----

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н. Обоснование рациональных параметров внутрикарьерных складов	156
---	-----

КОЗЫРИЦКИЙ П. А. Актуальные проблемы безо- пасности биопатогенных зон земли	164
---	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КОМАРОВА С. Л., ЛОНСКИЙ А. В. Многокритериальная оценка финансового состояния торгового предприятия 174

- *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

DOUBOVIK D. A. The hypothesis of the linear law of distribution of support reactions of wheels of multi-axle wheeled motor vehicles under the action of active forces	8
MROCHEK V. I., MROCHEK T. V., ROZOV S. V. Research into the flow regulator of the hydraulic power steering	15
YASUKOVICH E. I. Modeling of the course motion of the multiple-section articulated vehicle with rigid wheels	24

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

BORISENKO L. A. Fundamentals of the design of chain planetary reduction gears with roller driving chains	33
ZHOLOBOV A. A., RYAZANTSEV A. N., SHATUROV D. G. Dynamics of the process and effective power while turning with multiple micro-renewal of the cutting edge	40
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. Optimization of the technology of reprocessing of mechanically alloyed dispersion-strengthened nickel compositions into semifinished products.....	49
MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. Disk brakes of the two-wheeled vehicle	59
PASHKEVICH M. F., DAVYDENKO D. V. The experimental study of friction ball-bearing transmissions in static conditions	66
STAROVOITOV A. M., STAROVOITOVA N. A., FEDOSENKO A. S. The experimental research into the possibility of controlling the temperature of plasma coatings by means of web-cameras	76
TSUMAREV Y. A., LATUN T. S. Bearing capacity of soldered composite joints	86

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. The regulation of technological parameters in hot water supply systems	95
KOVAL A. S., SHVAYAKOV A. V. On the problem of the synthesis of the speed controller of gearless electric drive in elevators with regard to electromechanical interaction	105
KOLTSOV S. V., KONTSEVENKO O. V., OVSYANNIKOV K. V. Series-parallel correction of electric drive control systems with subordinate parameters regulation and elastic connections.....	113
PARFENOVICH O. N., KAPITONOV O. A. Transistor pulse-width voltage regulator for induction motors	119

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BIBIK M. S., SEMENYUK S. D. The influence of physicomaterial characteristics of recycled crushed stone made from broken concrete of different grades according to its compressive strength on the properties of concrete mix and concrete	128
DERKACH V. N., ZHERNOSEK N. M. Methods of estimating the durability of stone masonry in domestic and foreign practices of inspection of buildings and structures.....	135
SEMENYUK S. D., SHUTAU R. Z. Bearing capacity over spatial sections, which are formed under the joint action of torsional and bending moments, possessed by a hexagonal reinforced concrete pavement slab of the rupp «belarusian autoworks» testing site	143

INSTRUMENT MAKING

GOGOLINSKY V. F., MARKOV A. P., PATUK E. M., PIVOVAROVA E. V. Combined techniques and means of the monitoring of complex contour surfaces.....	151
---	-----

**LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION.
GEOECOLOGY**

BEREZOVSKY S. N. Substantiation of rational parameters of intraquarry warehouses	156
KAZYRYTSKI P. A. Actual problems of safety of earth bio-pathogenic zones	164

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KOMAROVA S. L., LONSKY A. V. Multicriterion assessment of the business financial state	174
---	-----

ТРАНСПОРТ

УДК 629.015

Д. А. Дубовик, канд. техн. наук

ГИПОТЕЗА ЛИНЕЙНОГО ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ КОЛЕС МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ДЕЙСТВИИ АКТИВНЫХ СИЛ

В статье излагается гипотеза линейного закона распределения опорных реакций колес многоосной колесной машины в случае приложения к ней активных сил.

В ранее опубликованных статьях настоящего сборника была изложена гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин под действием силы тяжести, позволяющая раскрывать статическую неопределенность опорных реакций колес. В реальных условиях движения на многоосную колесную машину действуют различные силы: сила сопротивления воздуха, инерционные силы, силы сопротивления качению колес и реакции опор колес, подлежащие определению.

В настоящей работе приводится метод раскрытия статической неопределенности опорных реакций колес многоосных колесных машин, находящихся под действием силы тяжести и активных сил.

Рассмотрим колесную машину, находящуюся под действием силы тяжести и активных сил (рис. 1). На рис. 1 представлены: $\vec{Z}_1, \vec{Z}_2, \vec{Z}_3, \vec{Z}_4$ – вертикальные реакции; $\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3, \vec{X}_4$ – поперечные реакции; $\vec{Y}_1, \vec{Y}_2, \vec{Y}_3, \vec{Y}_4$ – продольные реакции колес.

Возможны следующие случаи статической неопределенности опорных реакций колес машины.

1. Машина находится под действием силы тяжести и активной силы, направленной параллельно опорной

плоскости. При условии, что векторы опорных реакций колес машины симметричны относительно вектора силы тяжести колесной машины, продольные реакции колес линейно-зависимы и равны между собой, т. е.

$$Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_4.$$

В направлении движения имеем лишь одно уравнение статического равновесия, а другие дополнительные уравнения, необходимые для определения продольных реакций, получим из гипотезы о линейном законе их распределения.

2. Машина находится под действием продольной и поперечной сил.

Полагая, что нормальные реакции (см. рис. 1) не зависят от углов поворота управляемых колес, можно составить известные условия статического равновесия:

$$\begin{cases} \sum m_{A_1X} = 0; \\ \sum m_{A_4X} = 0, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} Ga - Z_2 l_1 - Z_3 (l_1 + l_2) - \\ - Z_4 (l_1 + l_2 + l_3) - P_z L_1 + P_y h = 0; \\ Gb - Z_3 l_3 - Z_2 (l_2 + l_3) - \\ - Z_1 (l_1 + l_2 + l_3) - P_z L_2 + P_y h = 0. \end{cases}$$

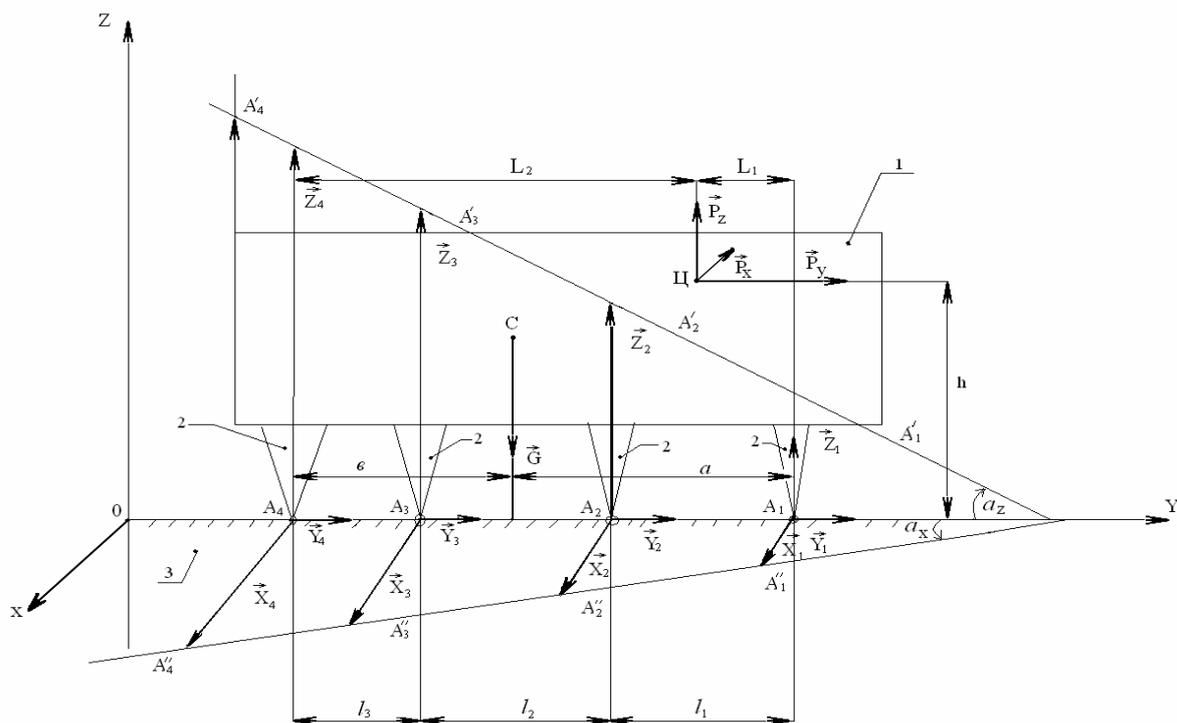


Рис. 1. Схема распределения опорных реакций колес при действии силы, приложенной под углом к корпусу колесной машины: 1 – корпус автомобиля; 2 – условные опоры колес; 3 – опорная поверхность (дорога)

Из гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосной машины имеем дополнительные уравнения:

$$\frac{Z_2 - Z_1}{l_1} = \operatorname{tg} l_Z; \quad \frac{Z_3 - Z_2}{l_2} = \operatorname{tg} l_Z;$$

$$\frac{Z_4 - Z_3}{l_3} = \operatorname{tg} l_Z$$

или

$$\begin{cases} \frac{Z_2 - Z_1}{l_1} = \frac{Z_3 - Z_2}{l_2}; \\ \frac{Z_3 - Z_1}{l_2} = \frac{Z_4 - Z_3}{l_3}. \end{cases}$$

Замкнутую систему уравнений статического равновесия представим в виде

$$A_Z = \begin{pmatrix} 0 & l_1 & l_1 + l_2 & l_1 + l_2 + l_3 \\ l_1 + l_2 + l_3 & l_2 + l_3 & l_3 & 0 \\ -l_2 & l_1 + l_2 & -l_1 & 0 \\ 0 & -l_3 & l_2 + l_3 & -l_2 \end{pmatrix}. \quad (3)$$

$$\begin{cases} 0Z_1 + l_1Z_2 + (l_1 + l_2)Z_4 + \\ + (l_1 + l_2 + l_3)Z_4 = Ga - P_zL_1 + P_yh; \\ (l_1 + l_2 + l_3)Z_1 + (l_2 + l_3)Z_2 + \\ + l_3Z_3 + 0Z_4 = Gb - P_zL_2 + P_yh; \\ -l_2Z_1 + (l_1 + l_2)Z_2 - l_1Z_3 + 0Z_4 = 0; \\ 0Z_1 + l_3Z_2 + (l_1 + l_3)Z_3 - l_2Z_4 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

имея в виду, что

$$L_Z = \operatorname{arctg} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{l_1} \right). \quad (2)$$

Матрица коэффициентов уравнений (1) может быть представлена в виде

Матрица правых частей системы уравнений (1) имеет вид:

$$B_Z = \begin{pmatrix} Ga & -P_Z L_1 & +P_y h \\ Gb & -P_Z L_2 & +P_y h \\ 0 & & \\ 0 & & \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Предположим, что все управляемые колеса колесной машины поверну-

ты на углы α_1, α_2 и α_3 (рис. 2).

Пусть на колесную машину кроме силы тяжести действует некоторая наклонная сила

$$\vec{P} = \vec{P}_x + \vec{P}_y + \vec{P}_z,$$

где $\vec{P}_x, \vec{P}_y, \vec{P}_z$ – составляющие вектора \vec{P} вдоль ортогональных координат.

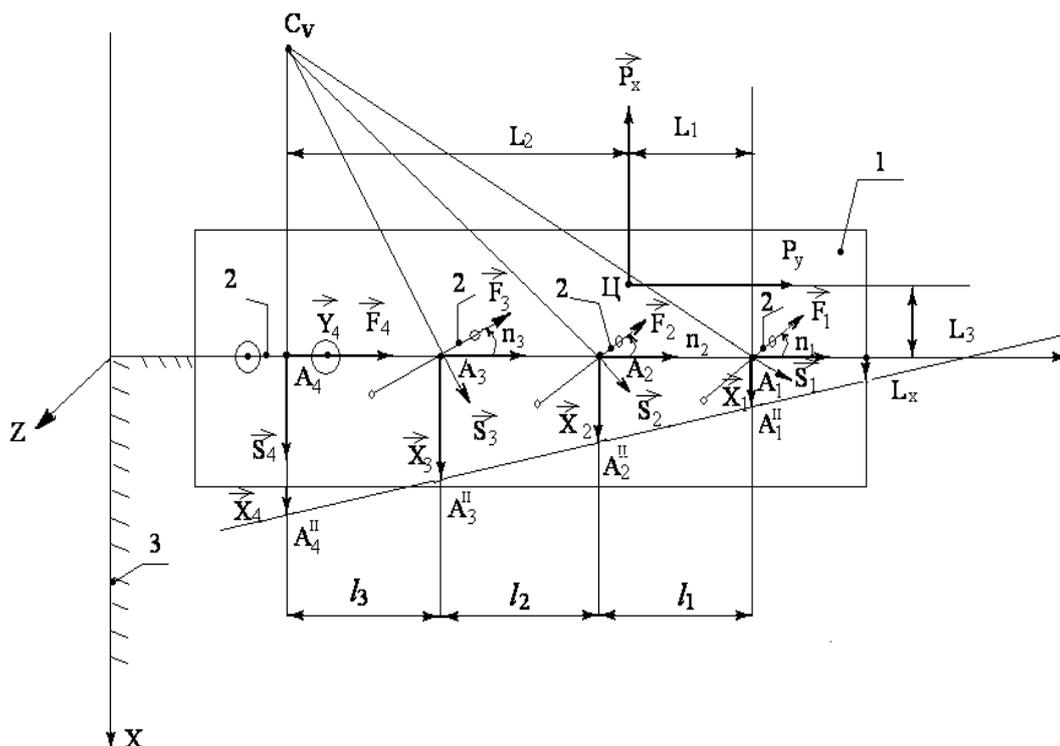


Рис. 2. Схема направлений векторов опорных реакций колес многоосной колесной машины, активной силы и поворотов управляемых колес: 1 – кузов; 2 – колеса; 3 – дорога

Полагаем, реакции $\vec{Z}_1, \vec{Z}_2, \vec{Z}_3, \vec{Z}_4$ не зависят от углов поворота управляемых колес. Тогда данные реакции можно определить из условия (1).

Кроме активной силы, на рис. 2 представлены: $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4$ – окружные силы колес, зависящие от условий их сцепления с дорогой; $\vec{S}_1, \vec{S}_2, \vec{S}_3, \vec{S}_4$ – боковые реакции колес, перпендикулярные продольным плоскостям колес. Поперечные реакции $\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3, \vec{X}_4$

подчинены гипотезе о линейном законе распределения опорных реакций колес и дают два уравнения равновесия. Продольные реакции $\vec{Y}_1, \vec{Y}_2, \vec{Y}_3, \vec{Y}_4$ также подчинены гипотезе и дают еще одно уравнение равновесия.

Уравнения связи между векторами сил можно представить в виде

$$\begin{cases} \vec{R} = \vec{X} + \vec{Y}; \\ \vec{R} = \vec{F} + \vec{S}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \vec{F}_1 + \vec{S}_1 = \vec{X}_1 + \vec{Y}_1; \\ \vec{F}_2 + \vec{S}_2 = \vec{X}_2 + \vec{Y}_2; \\ \vec{F}_3 + \vec{S}_3 = \vec{X}_3 + \vec{Y}_3; \\ \vec{F}_4 + \vec{S}_4 = \vec{X}_4 + \vec{Y}_4, \end{cases} \quad (5)$$

где \vec{X} – поперечная реакция; \vec{Y} – продольная реакция; \vec{F} – касательная реакция; \vec{S} – боковая реакция.

Спроектируя векторы сил системы уравнений (5) на направления \vec{F} и \vec{S} (см. рис. 2), получим

$$\begin{cases} F_1 = -X_1 \sin \alpha_1 + Y_1 \cos \alpha_1; \\ S_1 = X_1 \cos \alpha_1 + Y_1 \sin \alpha_1; \\ F_2 = -X_2 \sin \alpha_2 + Y_2 \cos \alpha_2; \\ S_2 = X_2 \cos \alpha_2 + Y_2 \sin \alpha_2; \\ F_3 = -X_3 \sin \alpha_3 + Y_3 \cos \alpha_3; \\ S_3 = X_3 \cos \alpha_3 + Y_3 \sin \alpha_3; \\ F_4 = Y_4; \\ S_4 = X_4. \end{cases} \quad (6)$$

Из данной системы уравнений можно определить касательные и боковые опорные реакции колес.

Уравнения равновесия поперечных и продольных сил (см. рис. 2) имеют вид:

$$\begin{cases} \sum M_{A1} = 0; \\ \sum \omega_{A4} = 0; \\ \sum Y = 0; \\ \frac{X_2 - X_1}{l_1} = \frac{X_3 - X_2}{l_2}; \\ \frac{X_3 - X_2}{l_2} = \frac{X_4 - X_3}{l_3}; \\ Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_4. \end{cases} \quad (7)$$

$$A_x = \begin{pmatrix} 0 & l_1 & l_1 + l_2 & l_1 + l_2 + l_3 \\ l_1 + l_2 + l_3 & l_2 + l_3 & l_3 & 0 \\ -l_2 & l_1 + l_2 & -l_1 & 0 \\ 0 & -l_3 & l_2 + l_3 & -l_2 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Распишем систему уравнений (7) в виде

$$\begin{cases} X_2 l_1 + X_3 (l_1 + l_2) + \\ + X_4 (l_1 + l_2 + l_3) - P_x L_3 = 0; \\ X_1 (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + X_2 (l_2 + l_3) + \\ + X_3 l_3 - P_x L_2 + P_y L_3 = 0; \\ Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + P_y = 0; \\ l_2 X_2 - l_2 X_1 = l_1 X_3 - l_1 X_2; \\ l_3 X_3 - l_3 X_2 = l_2 X_4 - l_2 X_3; \\ Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_4. \end{cases}$$

Условия равновесия машины представляются в виде

$$\begin{cases} 0X_1 + l_1 X_2 + (l_1 + l_2) X_3 + \\ + (l_1 + l_2 + l_3) X_4 = P_x L_1 + P_y L_3; \\ (l_1 + l_2 + l_3) X_1 + (l_2 + l_3) X_2 + \\ + l_3 X_3 + 0X_4 = P_x L_2 - P_y L_3; \\ -l_2 X_1 + (l_1 + l_2) X_2 - l_1 X_3 + 0X_4 = 0; \\ 0X_1 + (l_1 + l_2) X_2 - l_1 X_3 + 0X_4 = 0; \\ 0X_1 - l_3 X_2 + (l_2 + l_3) X_3 - l_2 X_4 = 0; \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} Y_1 = -\frac{1}{4} P_y; \\ Y_2 = -\frac{1}{4} P_y; \\ Y_3 = -\frac{1}{4} P_y; \\ Y_4 = -\frac{1}{4} P_y. \end{cases} \quad (9)$$

Представим систему уравнений (8) в форме матрицы:

Матрицу правых частей системы уравнений (8) представим в виде

$$B_x = \begin{pmatrix} P_x L_1 + P_y L_3 \\ P_x L_2 + P_y L_3 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Следует заметить, что для рассматриваемого случая матрица коэффициентов правых частей уравнений равновесия остается неизменной при любых вариантах приложения активной силы.

Как известно, модули и направления опорных реакций колес во многом зависят от характеристик их опорных поверхностей, которые определяют характер кинематических связей колес машины.

Обобщим классификационные признаки связей колес колесных машин по следующим характеристикам:

– опорная поверхность деформируема, тогда между реакциями и деформацией опор существуют математи-

ческая, экспериментальная, линейная (нелинейная) зависимости;

– опорная поверхность пластична, и функциональная зависимость между опорными реакциями колес машины отсутствует;

– опорная поверхность обладает реологическим свойством, и функциональная зависимость между опорными реакциями колес машины и реологическими характеристиками отсутствует.

Для колесных машин с одинаковыми характеристиками подвесок и размерами колес возможны следующие варианты раскрытия статических неопределенностей.

1. Колеса многоосной колесной машины поддресорены и оснащены шинами, совершают качение по недеформируемой опорной поверхности (рис. 3). В этом случае задача определения опорных реакций решается с помощью уравнений линейных деформаций упругих элементов при условии линейного характера их изменений.

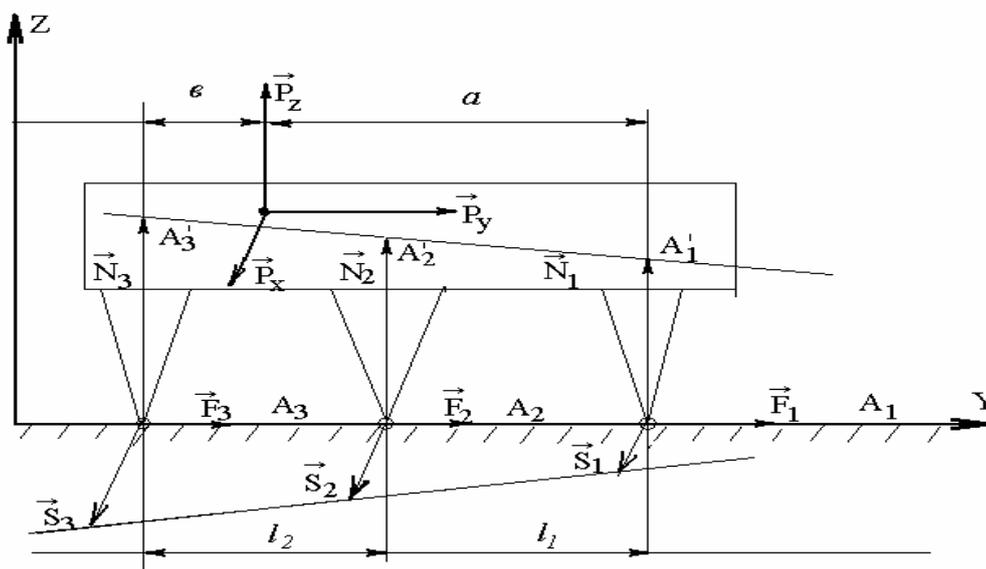


Рис. 3. Опоры корпуса колесной машины на поверхности с недеформируемой опорной поверхностью

2. Поверхность качения колес деформируема, колеса в поперечном и продольном направлениях не деформируемы (рис. 4).

В этом случае задача определения реакций требует использования гипотезы о линейном законе распределения.

3. Колеса в продольном направлении не деформируемы, а поверхность качения деформируема, тогда движение колесной машины характеризуется эффектом «плавучести» (рис. 5). Для рас-

крытия статической неопределенности, в первом приближении, возникает необходимость использования гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций.

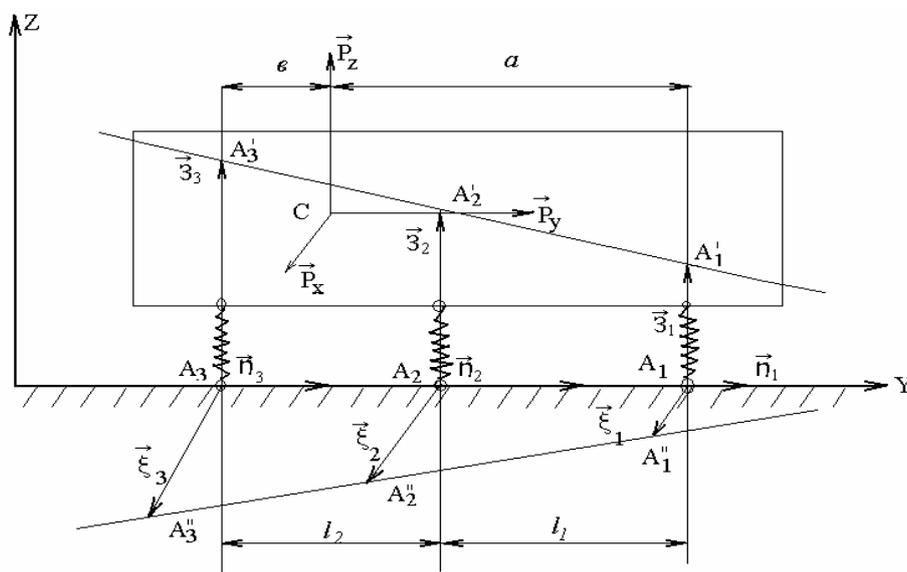


Рис. 4. Балка на упругих (линейных или нелинейных) опорах (недеформируемая опорная поверхность)

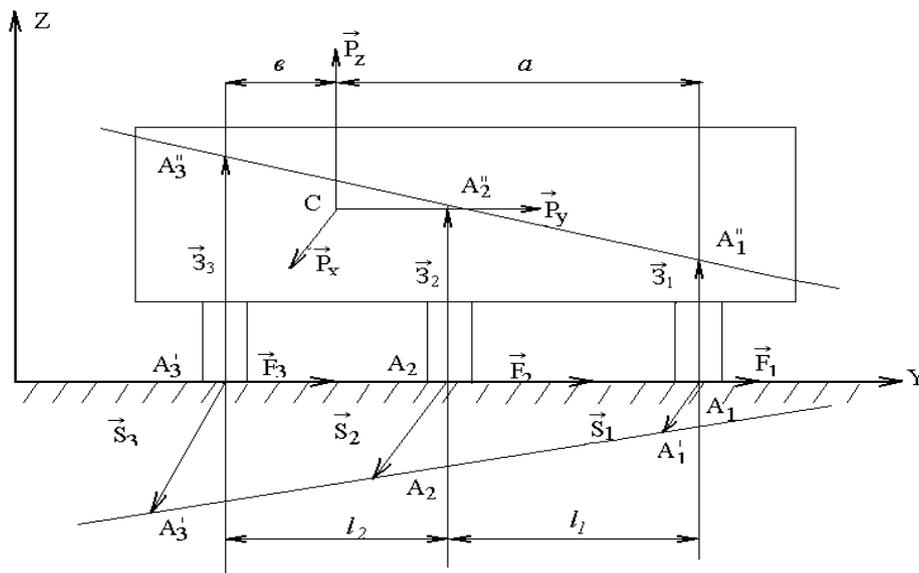


Рис. 5. Опоры упругой балки на поверхности с реологическим эффектом (вязкий торфяник)

Рассмотрим способы раскрытия статической неопределенности опорных реакций для перечисленных условий качения колес машины.

Для первого варианта качения ко-

лес условие статического равновесия и гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес дают следующие уравнения статического равновесия:

$$\begin{aligned}\Sigma m_{A_1 X} &= 0; \\ \Sigma m_{A_3 X} &= 0;\end{aligned}\quad (12)$$

$$\Sigma m_{A_1 Z} = 0;\quad (13)$$

$$\Sigma m_{A_3 Z} = 0;\quad (14)$$

$$\Sigma y = 0;\quad (15)$$

$$\frac{S_3 - S_2}{l_2} = \frac{S_2 - S_1}{l_1};\quad (16)$$

$$\frac{N_3 - N_2}{l_2} = \frac{N_2 - N_1}{l_1}.\quad (17)$$

Дополнительные уравнения, полученные из гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций, можно представить в виде

$$F_3 = F_2;\quad (18)$$

$$F_2 = F_1.\quad (19)$$

При линейных характеристиках упругих шин зависимость между их вертикальными и поперечными деформациями можно представить в виде

$$\frac{Z_3 - Z_2}{l_2} = \frac{Z_2 - Z_1}{l_1}; \quad \frac{\xi_3 - \xi_2}{l_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{l_1}.$$

Тогда (см. рис. 4)

$$\frac{Z_3 - Z_2}{l_2} = \frac{Z_2 - Z_1}{l_1}.$$

Из проведенных рассуждений следует, что $F_3 = F_2$; $F_2 = F_1$.

Совокупность полученных уравнений раскрывает статическую неопределенность опорных реакций колес многоосных колесных машин в различных условиях их эксплуатации.

Выводы

1. Гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин позволяет определять опорные реакции колес при наличии активных сил, действующих на машину, и может быть использована для колесных машин с любым числом осей.

2. Раскрытие статической неопределенности опорных реакций полноприводной многоосной колесной машины, находящейся под действием активных сил, представляет собой основу исследований возникновения циркуляции мощности в трансмиссии.

3. При использовании в многоосных колесных машинах подвесок и шин с разными характеристиками гипотеза линейного распределения опорных реакций колес дает несколько ломанных прямых линий распределения реакций. Построение этих линий требует дополнительного использования метода виртуальных перемещений, изложенного в [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Феодосьев, В. И.** Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Изд-во физ.-мат. лит-ры, 1963. – 297 с.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Материал поступил 20.04.2010

D. A. Doubovik
The hypothesis of the linear law of distribution of support reactions of wheels of multi-axle wheeled motor vehicles under the action of active forces

The paper presents the hypothesis of the linear law of distribution of support reactions of wheels of a multi-axle wheeled motor vehicle when active forces are applied to it.

УДК 629.3.001

В. И. Мрочек, канд. техн. наук, доц., Т. В. Мрочек, канд. техн. наук, С. В. Розов

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

В статье приведено описание математической модели трехлинейного регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления автомобилей типа МАЗ. Исследованы зависимости статических характеристик регулятора от подачи насоса и вязкости рабочей жидкости. С помощью планируемого эксперимента на разработанной математической модели и регрессионного анализа результатов исследовано влияние конструктивных параметров регулятора на его выходные характеристики. Предложены пути улучшения характеристик функционирования регулятора расхода.

Рулевые управления большинства выпускаемых в Республике Беларусь колесных машин снабжены гидроусилителями. Независимо от вида компоновочной схемы одним из наиболее важных устройств гидроусилителя, помимо гидронасоса, распределителя, гидроцилиндра, фильтра и гидробака, является трехлинейный регулятор расхода.

Трехлинейный регулятор расхода предназначен для поддержания заданного значения расхода вне зависимости от значения перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей

жидкости и величины расхода на входе. Основным достоинством таких регуляторов является то, что дозирование расхода жидкости, направляемого с выхода регулятора на вход распределителя, осуществляется при минимальных затратах энергии. Это достигается за счет того, что давление на входе $p_{вх}$ больше давления на выходе $p_{вых}$ на незначительную величину (примерно на 0,14...0,22 МПа).

На рис. 1, а приведена конструктивная схема регулятора расхода гидроусилителя типа МАЗ (МАЗ-5335).

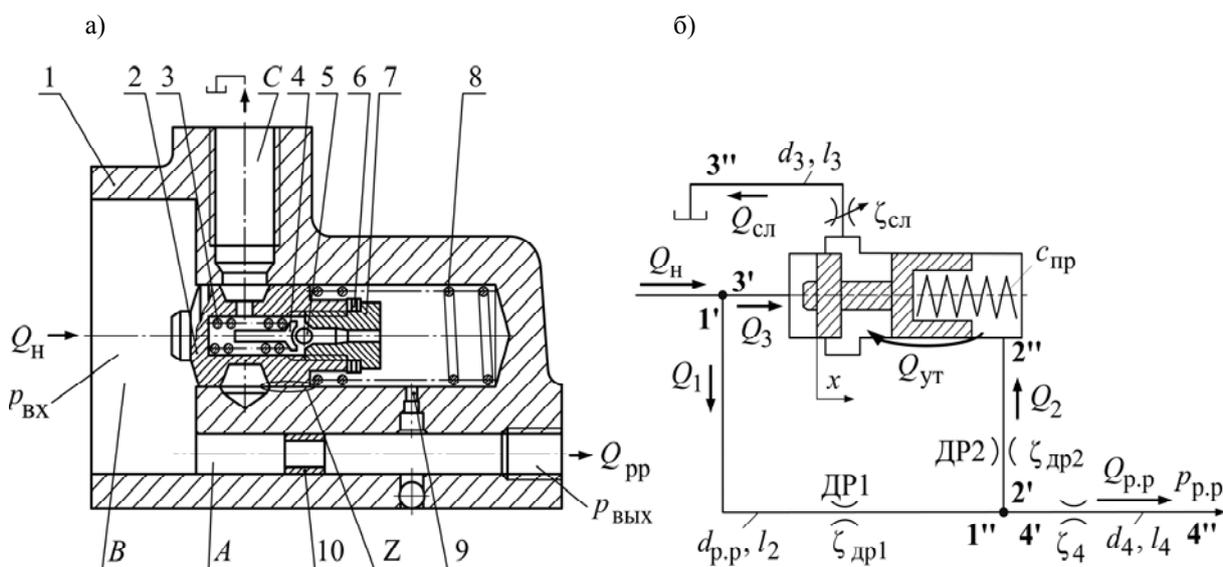


Рис. 1. Регулятор расхода гидроусилителя типа МАЗ-5335: а – конструктивная схема; б – расчетная схема

Регулятор расхода состоит из установленных в корпус 1 клапана разности давлений, дросселя 10 и предохранительного клапана непрямого действия. Клапан разности давлений состоит из золотника 2, пружины 8 и нерегулируемого дросселя 9. Указанные устройства клапана разности давлений являются одновременно и составными частями основного запорно-регулирующего элемента предохранительного клапана. Предохранительный клапан, встроенный в золотник 2, содержит пружину 3, упор 4, шарик 5, пробку 7 с дроссельным каналом, вворачиваемую по резьбе в золотник 2. Регулирующие кольца 6 предназначены для регулирования преднатяга пружины 3, которая определяет давление срабатывания предохранительного клапана. Клапан разности давлений поддерживает постоянный перепад давления на дросселе 10, а следовательно, и постоянное значение расхода на выходе регулятора Q_{pp} , при изменяющемся расходе на входе Q_n (который равен подаче насоса) и давлению на выходе $p_{вых}$. При технически исправном насосе $Q_n > Q_{pp}$. В этом случае увеличивается перепад давления на дросселе 10, вследствие чего золотник 2 смещается вправо, сообщая полость B со сливным отверстием C . При этом избыток рабочей жидкости, подаваемой в полость B , поступает через отверстие C на вход насоса.

Наличие зазоров между поясками золотника 2 и корпусом 1 приводит к появлению расходов утечек, причем в процессе эксплуатации расходы утечек могут существенно увеличиваться, что может приводить к существенному ухудшению характеристик функционирования как регулятора расхода, так и гидроусилителя в целом. Поэтому целями данного исследования являются изучение процессов функционирования трехлинейного регулятора расхода в процессе эксплуатации и влияния конструктивных параметров на его выход-

ные характеристики, а также выработка рекомендаций по восстановлению работоспособности регулятора.

Для достижения поставленных целей на основе инженерной методики моделирования гидропривода [1] разработаны расчетная схема и математическая модель регулятора расхода. При составлении расчетной схемы (рис. 1, б) в гидросистеме регулятора расхода выделялись участки, при этом основанием для появления нового участка служило изменение величины расхода. Все участки пронумерованы (например, первый участок обозначен 1'-1") и первая цифра в обозначении (со штрихом) соответствует началу участка, а вторая цифра (с двумя штрихами) – концу участка.

Математическая модель регулятора расхода, разработанная на основе расчетной схемы, представляет собой систему нелинейных алгебраических уравнений (1), учитывающих потери давления на трение по длине гидроматриалей независимо от режимов течения жидкости, а также потери в местных сопротивлениях, вязкостные свойства рабочей жидкости, зависимость вязкости от температуры, утечки в сопряжениях регулятора. В качестве фазовых координат приняты давления, расходы и перемещение золотника регулятора. Математическая модель включает уравнение насоса, уравнения баланса давлений на участках и уравнения баланса мгновенных объемных расходов.

При построении модели приняты следующие допущения: не учитывается сжимаемость рабочей жидкости; свойства рабочей жидкости в процессе функционирования регулятора расхода остаются неизменными; не учитываются силы инерции, действующие на механические части, а также на рабочую жидкость.

Математическая модель трехлинейного регулятора расхода имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} Q_H &= V_0 n \eta_0; \\ p_{ВХ.4} &= p_{р.р} + a_{41} Q_{р.р} + a_{42} Q_{р.р}^2; \\ p_{ВХ.2} &= p_{ВХ.4}; \\ p_{ВЫХ.2} &= p_{ВХ.2} + a_{21} Q_2 + a_{22} Q_2^2; \\ p_{ВЫХ.1} &= p_{ВХ.4}; \\ p_{ВХ.1} &= p_{ВЫХ.1} + a_{11} Q_1 + a_{12} Q_1^2; \\ p_{ВХ.3} &= p_{ВХ.1}; \\ p_{ВХ.3} &= p_{ВЫХ.3} + a_{31} Q_{сл} + a_{32} Q_{сл}^2; \\ p_{ВХ.3} A_{зол} &= p_{ВЫХ.2} A_{зол} + c x_{пред} + c x; \\ Q_H &= Q_1 + Q_3; \\ Q_1 &= Q_2 + Q_{р.р}; \\ Q_{сл} &= Q_3 + Q_{ут}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где Q_H – подача насоса, m^3/c ; V_0 – рабочий объем насоса, m^3 ; n – частота вращения вала насоса, c^{-1} ; η_0 – объемный КПД насоса; $a_{11} \dots a_{41}$, $a_{12} \dots a_{42}$ – коэффициенты; $Q_{р.р}$ – расход на выходе регулятора, m^3/c ; $p_{р.р}$ – давление нагрузки на выходе регулятора расхода, Па; $p_{ВХ.1} \dots p_{ВХ.4}$ – давления на входе (в начале) участков, Па; $p_{ВЫХ.1} \dots p_{ВЫХ.3}$ – давления на выходе (в конце) участков, Па; $A_{зол}$ – площадь торцевой поверхности золотника, m^2 ; c – коэффициент жесткости пружины, Н/м; $x_{пред}$ – преднатяг пружины, м; x – перемещение золотника регулятора расхода, м; $Q_1 \dots Q_3$ – расходы рабочей жидкости на участках, m^3/c ; $Q_{сл}$ – расход рабочей жидкости на слив в гидробак, m^3/c ; $Q_{ут}$ – расход утечек рабочей жидкости через зазор между золотником и корпусом регулятора, m^3/c .

Расход жидкости Q_2 через дросель ДР2 вычислялся по формуле [2]

$$Q_2 = \mu A_{др2} \sqrt{2(p_{ВХ.2} - p_{ВЫХ.2})/\rho}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,62$; $A_{др2}$ – площадь проходного сечения дросселя ДР2, m^2 .

Расход утечек жидкости $Q_{ут}$ через зазор Z между правым пояском золотника и корпусом регулятора вычислялся по формуле [2]

$$Q_{ут} = \frac{\pi d_{зол} a_0^3}{12 \rho \nu l_{заз}} p_{ВЫХ.2}, \quad (3)$$

где $d_{зол}$ – диаметр золотника регулятора, м; a_0 – радиальный зазор между золотником и корпусом регулятора, м; $l_{заз}$ – длина зазора Z , равная длине правого пояса золотника, м.

Последующими исследованиями установлено, что колебания золотника регулятора расхода происходят с небольшой амплитудой, поэтому можно считать, что $Q_2 \approx Q_{ут}$. С учетом этого, приравняв правые части уравнений (2) и (3), после простейших преобразований было получено квадратное уравнение, решение которого использовалось для вычисления $p_{ВЫХ.2}$. Оно имеет следующий вид:

$$p_{ВЫХ.2} = -\frac{b_1}{2b_0} + \sqrt{\left(\frac{b_1}{2b_0}\right)^2 + \frac{b_1}{b_0} p_{ВХ.2}}, \quad (4)$$

где b_0 – коэффициент, $m^5 \cdot c^2 / кг$; b_1 – коэффициент, m^4 .

Коэффициенты b_0 и b_1 вычислялись из выражений

$$b_0 = \frac{d_{зол}^2 a_0^6}{18 \rho \nu^2 l_{заз}^2}; \quad (5)$$

$$b_1 = \mu^2 d_{др2}^4. \quad (6)$$

При закрытии золотником сливных отверстий на слив поступают утечки через зазор между левым пояском золотника и корпусом регулятора расхода. Расход на слив в этом случае вычислялся по формуле

$$Q_{сл} = \begin{cases} \frac{\pi d_{зол} a_0^3}{12 \rho \nu l_{заз.2}} p_{ВХ.3} & \text{при } x \leq x_{ок}; \\ 2\mu A_{щ} \sqrt{2 p_{ВХ.3} / \rho} & \text{при } x > x_{ок}, \end{cases} \quad (7)$$

где $x_{ок}$ – координата золотника, соответствующая началу открытия сливных отверстий, м; $l_{заз.2}$ – длина зазора между левым пояском золотника и корпусом

регулятора расхода, $l_{\text{зав.2}} = x_{\text{ок}} - x$; $A_{\text{щ}}$ – площадь щели (сегмента), открываемой передним пояском золотника регулятора, м^2 .

Множитель 2 в уравнении (7) учитывает то обстоятельство, что при перемещении золотника приоткрываются два радиально расположенных отверстия, т. е. суммарная площадь открытия $A_c = 2A_{\text{щ}}$. Такое решение в конструкции регулятора расхода предусмотрено для уравновешивания золотника от дейст-

вия радиальных сил давления.

Таким образом, как следует из вышесказанного, величина $Q_{\text{сл}}$ при $x \leq x_{\text{ок}}$ определяется как расход утечек через зазор между передним пояском золотника и корпусом, а при $x > x_{\text{ок}}$ – как расход через дроссель переменного сечения, образуемый двумя сегментами.

Площадь щели $A_{\text{щ}}$, имеющей форму сегмента и образуемой передним пояском золотника и отверстием в корпусе, определялась из выражения

$$A_{\text{щ}} = \begin{cases} 2r_{\text{щ}}^2 \arctg \frac{h_1}{\sqrt{2r_{\text{щ}}h_1 - h_1^2}} - (r_{\text{щ}} - h_1)\sqrt{2r_{\text{щ}}h_1 - h_1^2} & \text{при } x \leq r_{\text{щ}} + x_{\text{ок}}; \\ \pi r_{\text{щ}}^2 - \left(2r_{\text{щ}}^2 \arctg \frac{h_2}{\sqrt{2r_{\text{щ}}h_2 - h_2^2}} - (r_{\text{щ}} - h_2)\sqrt{2r_{\text{щ}}h_2 - h_2^2} \right) & \text{при } x > r_{\text{щ}} + x_{\text{ок}}, \end{cases} \quad (8)$$

где $r_{\text{щ}}$ – радиус отверстия, в котором пояском золотника образуется щель в виде сегмента; h_1, h_2 – параметры, $h_1 = x - x_{\text{ок}}$; $h_2 = 2r_{\text{щ}} - (x - x_{\text{ок}})$.

Система уравнений (1) решалась методом Ньютона.

Использование разработанной математической модели позволяет:

- исследовать статические характеристики регулятора и оценивать их стабильность и зависимость от подачи насоса и вязкости рабочей жидкости;
- изучать влияние конструктивных параметров на выходные характеристики регулятора расхода;
- устанавливать причины ухудшения функциональных свойств регулятора расхода; определять предельные значения параметров регулятора, при которых возможна эксплуатация этого устройства;
- определять направления совершенствования конструкции и повышения ремонтпригодности регулятора расхода.

Исследованиями установлено, что наиболее значимыми для оценки работоспособности трехлинейного регулятора расхода являются следующие ста-

тические характеристики: характеристика регулятора расхода, представляющая собой зависимость между расходом $Q_{\text{р.р}}$ и давлением $p_{\text{р.р}}$ на выходе регулятора; характеристика зависимости между величиной утечек $Q_{\text{ут}}$ и $p_{\text{р.р}}$. Указанные характеристики позволяют оценивать эффективность функционирования регулятора и выявлять причины ее снижения.

Из рис. 2 следует, что при изменении давления на выходе регулятора $p_{\text{р.р}}$ от 0,5 до 7 МПа и подачи насоса $Q_{\text{н}}$ от 12 до 36 л/мин расход $Q_{\text{р.р}}$ на выходе регулятора изменяется в пределах 8,876...9,037 л/мин, перепад давления на основном дросселе ДР1 изменяется в пределах 0,1441...0,1472 МПа, а перепад давления на дросселе ДР2 – в пределах 1...118 Па. Таким образом, во всем диапазоне изменения подачи на входе регулятора и давления на его выходе расход на выходе регулятора $Q_{\text{р.р}}$ изменяется незначительно, примерно на 1,81 %, т. е. стабилизация дозирования расхода регулятором осуществляется с очень высокой точностью и практически не зависит от подачи насоса, если он обеспечивает некоторый необходимый

запас. Номинальная подача насоса гидроусилителя составляет 12 л/мин, а расчетное значение $Q_{p,p} = 8,9$ л/мин, следовательно, резервирование подачи насоса составляет 3,1 л/мин. В [3] указывается, что снижение расхода на выходе регулятора не должно превышать 5 %.

При изготовлении регулятора расхода используется селективная сборка золотника с корпусом. Для гидроусилителя МАЗ-5335 диаметр золотника находится в пределах 19,977...19,992 мм,

а диаметр отверстия в корпусе – в пределах 20,000...20,015 мм. При селективной сборке золотники и корпуса сортируются на три группы через 0,005 мм. Среднее значение радиального зазора a_0 в каждой группе составляет 12 мкм и колеблется в пределах 8...18 мкм. В дальнейшем зазор $a_0 = 12$ мкм будем называть номинальным. Установлено, что при эксплуатации величина зазора a_0 из-за износа увеличивается и может достигать 40 мкм.

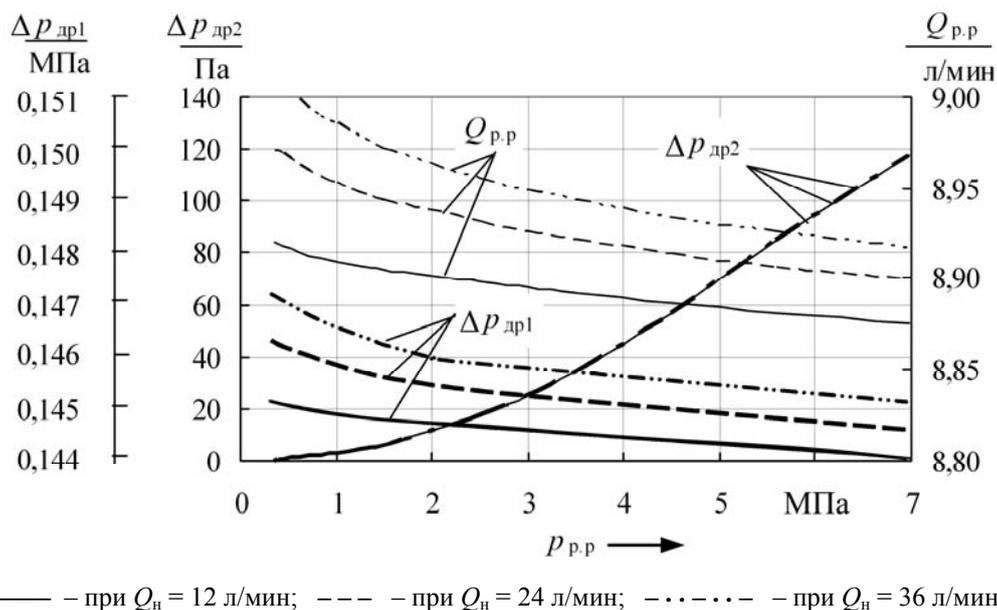


Рис. 2. Характеристики регулятора расхода гидроусилителя МАЗ-5335

На основании результатов исследований, приведенных на рис. 2, можно сделать вывод, что при необходимости увеличения расхода $Q_{p,p}$ следует не только увеличить подачу насоса Q_n , но и осуществить перенастройку регулятора расхода на новый уровень стабилизируемого им расхода.

На рис. 3 показаны зависимости расхода на выходе регулятора от вязкости рабочей жидкости, полученные для различных значений радиального зазора a_0 . При их определении давление на выходе регулятора $p_{p,p}$ принималось равным 7 МПа, расход на входе $Q_n = 12$ л/мин.

При номинальном радиальном за-

зоре $a_0 = 12$ мкм и увеличении вязкости рабочей жидкости ν расход $Q_{p,p}$ постепенно уменьшается. При $a_0 = 24$ мкм и $a_0 = 40$ мкм с увеличением вязкости расход $Q_{p,p}$ вначале возрастает, а затем начинает плавно снижаться. При $\nu > 45$ сСт (при температуре $T = 26$ °С для принятого в исследованиях масла АУ) зависимости $Q_{p,p} = f(\nu)$, полученные при $a_0 = 12$ мкм и $a_0 = 24$ мкм, практически совпадают, а при вязкости $\nu > 60$ сСт ($T = 22$ °С) снижение расхода $Q_{p,p}$ по отношению к номинальному начинает превышать 5 %, достигая при $\nu = 110$ сСт ($T = 16$ °С) 9,44 %. Снижение расхода при увеличении ν обусловлено ростом потерь давления на трение по длине в

гидромагистральной регулятора расхода, в которой установлен основной дроссель ДР1. При расчетах диаметр $d_{р,р}$ этой гидромагистральной был принят равным 6 мм и соответствовал тому, который реализован в конструкции. Зависимость расхода $Q_{р,р}$ от ν может быть минимизирована путем уменьшения потерь дав-

ления по длине в указанной выше гидромагистральной, что достигается двумя способами:

- 1) увеличением диаметра гидромагистральной регулятора расхода $d_{р,р}$;
- 2) уменьшением длины указанной гидромагистральной.

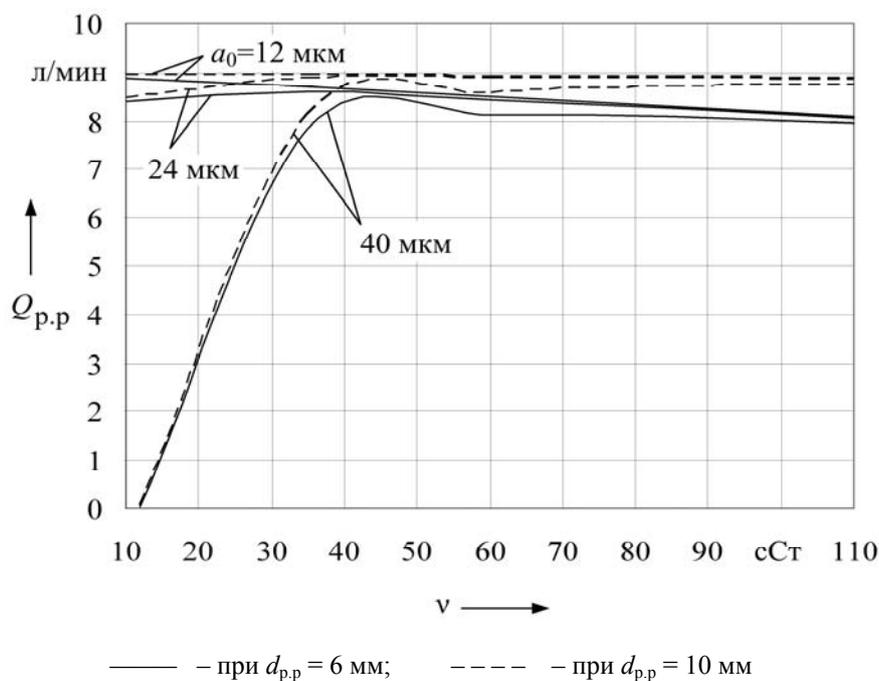


Рис. 3. Зависимости расхода на выходе регулятора $Q_{р,р}$ от кинематической вязкости рабочей жидкости ν

Наиболее просто реализовать первый путь – увеличить диаметр. На рис. 3 штриховой линией изображены зависимости $Q_{р,р} = f(\nu)$, полученные при $a_0 = 12$; 24 и 40 мкм и диаметре гидромагистральной регулятора расхода канала $d_{р,р} = 10$ мм. В этом случае, как видно из рис. 3, уменьшается зависимость $Q_{р,р}$ от вязкости. При $\nu = 110$ сСт ($T = 16$ °С) и a_0 , равном 12 и 24 мкм, уменьшение $Q_{р,р}$ по отношению к номинальному происходит всего лишь на 0,42 %.

Увеличение $Q_{р,р}$ при росте ν , начиная с 10 до 45 сСт ($T = 60 \dots 26$ °С), и a_0 , равном 24 и 40 мкм, обусловлено уменьшением расхода $Q_{ут}$ из полости пружины на слив через зазор Z , повышением вследствие этого давления в

полости пружины $p_{вых.2}$ и перенастройкой регулятора на дозирование более высокого расхода на выходе. Что касается работоспособности регулятора расхода с $a_0 = 40$ мкм, то, как видно из рис. 3, расход $Q_{р,р}$ соответствует требуемому, начиная с вязкости 40 сСт ($T = 28$ °С) и более. При этом диаметр гидромагистральной $d_{р,р}$ должен быть равен 10 мм. При $d_{р,р} = 6$ мм требуемая точность регулирования расхода не обеспечивается.

При исследовании влияния на выходные характеристики регулятора расхода его конструктивных параметров рассматривались те параметры регулятора $x_{упр}$, к которым прежде всего применимы воздействия, приводящие к улучшению значений выходных харак-

теристик регулятора в процессе эксплуатации автомобиля, а именно: $c_{пр}$ – жесткость пружины 8 (см. рис. 1, а), преднатяг $x_{пред}$, диаметр дросселя ДР1 $d_{др1}$, диаметр дросселя ДР2 $d_{др2}$, радиальный зазор между золотником и корпусом регулятора a_0 , кинематическая вязкость жидкости ν .

В качестве выходных параметров приняты: расход на выходе регулятора $Q_{р.р.}$, перепад давления на основном дросселе ДР1 $\Delta p_{др1}$, перепад давления на дросселе ДР2 $\Delta p_{др2}$. Основным выходным параметром является $Q_{р.р.}$. Перепады давлений $\Delta p_{др1}$ и $\Delta p_{др2}$ характеризуют внутренние свойства регулятора и позволяют определять причины изменения $Q_{р.р.}$.

При этом на основе математической модели, представленной системой нелинейных алгебраических уравнений (1), был проведен планируемый экспери-

мент. В качестве плана эксперимента использован композиционный план второго порядка типа B_n , ядром которого является план дробного факторного эксперимента $ДФЭ^{n-p}$, где n – число факторов, равное числу выбранных конструктивных параметров ($n = 6$); p – степень дробности ДФЭ ($p = 1$). В соответствии с данным планом было выполнено 44 опыта, в которых варьировались значения всех факторов.

Для выявления зависимости между внутренними и выходными параметрами регулятора расхода результаты исследований были подвергнуты регрессионному анализу. На рис. 4 показаны графики, построенные по полученным регрессионным моделям. На этих графиках изменения выходных параметров приведены в процентах относительно их значений в центре эксперимента.

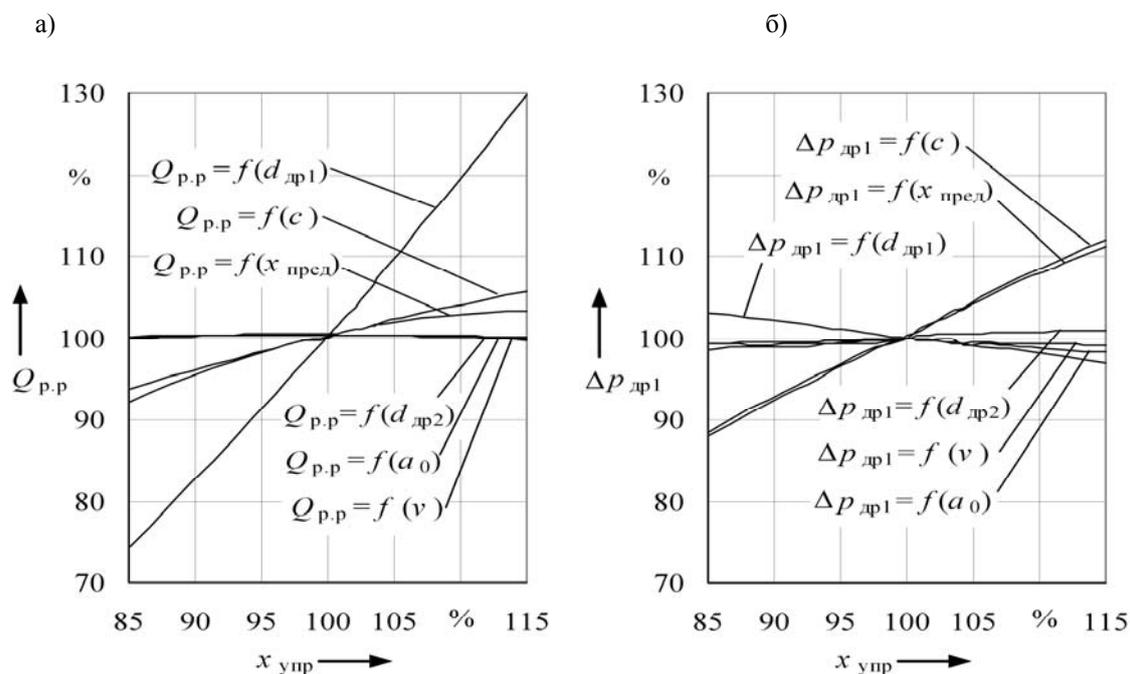


Рис. 4. Графики зависимостей расхода на выходе регулятора $Q_{р.р.}$ и перепадов давления на основном дросселе $\Delta p_{др1}$ от внутренних параметров регулятора расхода

Для удобства использования на графиках в процентном соотношении отложены по осям абсцисс значения конструктивных параметров регулятора

расхода $x_{упр}$, а именно – $c_{пр}$, $x_{пред}$, $d_{др1}$, $d_{др2}$, a_0 , ν , а по осям ординат – значения выходных параметров.

Из графиков видно, что наиболь-

шее влияние на расход на выходе регулятора $Q_{p,p}$ оказывают (в порядке убывания) диаметр основного дросселя $d_{др1}$, жесткость пружины $c_{пр}$, преднатяг $x_{пред}$, зазор a_0 . Наибольшее влияние на перепад давления $\Delta p_{др1}$ на дросселе ДР1 оказывают (в порядке убывания) зазор a_0 , диаметр дросселя $d_{др2}$, жесткость пружины $c_{пр}$, преднатяг $x_{пред}$. Довольно значительное влияние на $Q_{p,p}$ и $\Delta p_{др1}$ оказывает вязкость рабочей жидкости, что показано выше.

В случаях, когда работоспособность гидроусилителя в процессе эксплуатации нарушается из-за ухудшения технического состояния таких компонентов, как регулятор расхода, распределитель или гидроцилиндр, то часто характеристики гидроусилителя могут быть восстановлены путем введения соответствующих регулировок в регуляторе расхода. При этом становится возможным восстановить характеристики как самого регулятора, так и компенсировать возросшие утечки рабочей жидкости на распределителе и гидроцилиндре.

Наиболее простой регулировкой является изменение преднатяга пружины $x_{пред}$, что достигается установкой регулировочных колец, однако, возможности изменения $x_{пред}$ ограничены. Изменение величины $x_{пред}$ для рассматриваемой конструкции не превышает 3...4 мм. Это позволяет, как видно из рис. 4, обеспечить изменение расхода на выходе регулятора $Q_{p,p}$ в пределах 7 % от номинального значения. Из рис. 4 также видно, что жесткость пружины регулятора $c_{пр}$ не оказывает значительного влияния на $Q_{p,p}$, кроме того, при эксплуатации менять жесткость пружины довольно сложно, так как для этого требуется изготавливать новые пружины. Изменение величины зазора a_0 требует проведения сложного дорогостоящего ремонта, связанного либо с восстановлением диаметра золотника регулятора расхода, либо с изготовлением

нового золотника с увеличенным диаметром поясков и установкой его в корпус после предварительной обработки корпуса.

Наибольшее влияние на расход $Q_{p,p}$ оказывает диаметр дросселя ДР1. Изменение диаметра $d_{др1}$ в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения позволяет изменить расход $Q_{p,p}$ на 55 %. В связи с этим целесообразно в конструкции регулятора расхода предусмотреть возможность изменения диаметра дросселя ДР1, т. е. установить регулируемый дроссель. Это позволит в процессе эксплуатации (при технически исправном насосе) восстанавливать характеристики самого регулятора расхода, а также за счет перенастройки регулятора на более высокий расход компенсировать утечки рабочей жидкости в распределителе и гидроцилиндре.

В результате проведенных исследований установлено, что регулятор расхода дозирует расход $Q_{p,p}$ на его выходе с высокой точностью независимо от величины подачи насоса и давления на выходе. При необходимости увеличения значения расхода $Q_{p,p}$ следует не только увеличить подачу насоса Q_n , но и осуществить перенастройку регулятора расхода на новый уровень дозируемого им расхода.

При исследовании влияния вязкости рабочей жидкости на характеристики регулятора расхода установлено:

1) требуемая точность регулирования расхода регулятором гидроусилителя МАЗ-5335 при допустимой величине снижения расхода до 5 % от номинальной обеспечивается при условии, что $a_0 \leq 24$ мкм, а кинематическая вязкость ν рабочей жидкости не превышает 60 сСт;

2) точность регулирования расхода может быть повышена путем увеличения диаметра $d_{p,p}$ гидромагистрали регулятора. При увеличении $d_{p,p}$ с 6 до 10 мм снижение расхода на выходе ре-

гулятора не превышает 0,42 % при изменении вязкости ν от 10 до 110 сСт.

Установлено, что восстановить расчетные значения расхода на выходе регулятора можно путем регулирования площади сечения основного дросселя ДР1. С увеличением утечек $Q_{ут}$ из полости пружины необходимо увеличивать площадь основного дросселя, снижая на нем потери давления. Изменение диаметра дросселя в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения позволяет изменить расход $Q_{р,р}$ на 55 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мрочек, В. И. Инженерная методика моделирования гидропривода / В. И. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 14–20.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
3. Flow-control valves – part 1 [Electronic resource] / Ред. Hydraulics & Pneumatics, 2005 Penton Media, Inc. – USA, 2005. – Mode of access: [http : // www.hydraulicspneumatics.com / 200 / FPE / Valves / Article / True / 6409 / Valves](http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/Valves/Article/True/6409/Valves). – Date of access : 12.01.2010.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.04.2010

V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, S. V. Rozov
Research into the flow regulator
of the hydraulic power steering

The research paper describes the mathematical model of the three-port flow regulator of the hydraulic steering booster of the MAZ-type vehicles. The dependences of static characteristics of the regulator upon the pump output and operating fluid viscosity are studied. The influence of design parameters of the regulator upon its output characteristics is studied by means of the planned experiment based on the developed mathematical model and the regressive analysis of the results of the experiment. The ways of improving the characteristics of flow regulator functioning are offered.

УДК 629.114.2

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГОЗВЕННОГО АВТОПОЕЗДА С ЖЕСТКИМИ КОЛЕСАМИ

В статье рассматриваются разработанные математическая модель и программное обеспечение имитационного моделирования курсового движения многозвенного автопоезда в составе ведущего звена и двухосных прицепов по абсолютно гладким опорным поверхностям. Обсуждаются полученные результаты имитационного моделирования курсового движения трехзвенного автопоезда по траекториям «смена полосы движения», «обгон» и «круговое движение».

Введение

В реальных условиях автомобили и автопоезда движутся по криволинейным траекториям. Это обусловлено неровностями и извилистостью дороги, а также условиями движения, такими, как повороты на другую дорогу, объезды препятствий и обгоны других, движущихся попутно транспортных средств, изменение направления движения под воздействием боковых сил. По статистическим данным, на грунтовых дорогах автомобили до 70 % времени движутся по траекториям с радиусом кривизны траектории меньшим 300...400 м и средними скоростями 20...25 км/ч [1]. Под радиусом кривизны траектории понимается расстояние от мгновенного центра вращения (поворота) до центра масс автомобиля.

Для изучения криволинейного движения автомобиля используют траекторную устойчивость, характеризующую способность сохранять направление движения центра масс, и курсовую, характеризующую способность сохранять ориентацию его продольной оси [1, 2].

В настоящей работе рассматриваются математическая модель и программное обеспечение (ПО), позволяющие оценить курсовую устойчивость автопоезда с использованием таких показателей, как критическая скорость по курсовой и траекторной устойчивости, а также критическая скорость по влиянию прицепов.

Математическая модель курсового движения автопоезда на основе плоской динамической схемы

Для составления уравнений движения автопоезда примем расчетную динамическую схему, приведенную на рис. 1, на которой даны следующие обозначения: l_{2i-1} , l_{2i} – расстояния от центров масс до передней и задней осей автомобиля и прицепов; l_{0i} , l_{0i+1} – расстояния от центров задней оси ведущего звена и i -го прицепа до точки крепления их сцепных устройств; l_{di} – длина дышла i -го прицепа.

Примем допущение, что центры поворота ведущего звена и прицепов находятся в точках пересечения нормалей к передним и задним колесам. Таким образом, траектории движения центров масс ведущего звена и прицепов не будут совпадать.

Предположим также, что звенья автопоезда имеют между собой упругие связи, и тогда в качестве независимых координат выберем поступательные перемещения центров масс каждого звена автопоезда по продольной и поперечной осям и их курсовые углы [3]. Таким образом, примем следующие обобщенные координаты: x_i , y_i , φ_i – перемещения центров масс по продольной, поперечной осям и курсовой угол ведущего звена, первого и последующих прицепов.

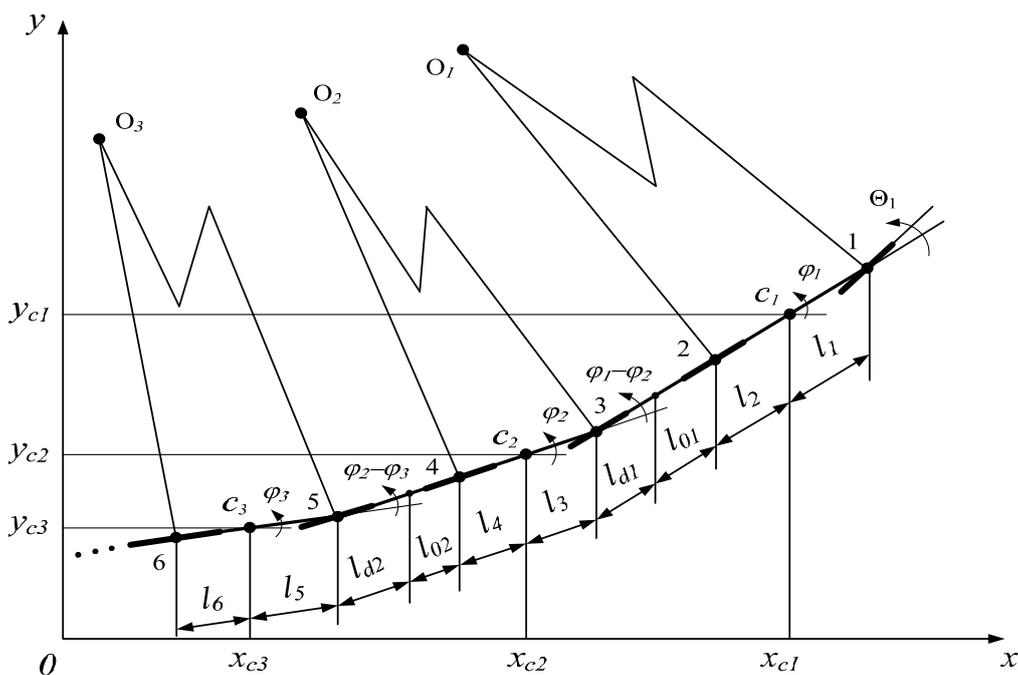


Рис. 1. Расчетная динамическая схема трехзвенного автопоезда

Традиционно математическая модель курсового движения автопоезда состоит из двух видов дифференциальных уравнений: динамических и уравнений кинематических связей. Динамические уравнения записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{x}_i + Y_{2i-1} \sin(\Theta_i + \varphi_i) + \\ + Y_{2i} \sin \varphi_i = 0; \\ m_i \ddot{y}_i + Y_{2i-1} \cos(\Theta_i + \varphi_i) + \\ + Y_{2i} \cos \varphi_i = 0; \\ J_i \ddot{\varphi}_i = Y_{2i-1} l_{2i-1} \cos \Theta_i + Y_{2i} l_{2i} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$i = 1, 2, \dots, n,$

где m_i – массы ведущего звена и прицепов; J_i – моменты инерции автомобиля первого и второго прицепов относительно их центральных вертикальных осей; Y_{2i-1}, Y_{2i} – боковые реакции опорной поверхности на передние и задние колеса ведущего звена и прицепов; l_{2i-1}, l_{2i} – расстояния от центров масс до передней и задней осей ведущего звена и прицепов; n – количество звеньев автопоезда.

В системе уравнений (1) Y_{2i-1}, Y_{2i}

являются неизвестными величинами, которые можно определить в результате совместного решения системы (1) и уравнений кинематических связей колес звеньев автопоезда с опорной поверхностью. Составим названные уравнения в предположении отсутствия бокового проскальзывания колес на опорной поверхности. Для этого выразим уравнения линейных скоростей центров колес ведущего звена и прицепов через первые производные от принятых независимых координат и спроектируем их на нормали к плоскостям вращения соответствующих колес. Затем, продифференцировав по времени полученные уравнения, получим следующие уравнения кинематических связей:

$$\left. \begin{aligned} -\ddot{x}_i \sin(\varphi_i + \Theta_i) + \ddot{y}_i \cos(\varphi_i + \Theta_i) + \\ + \ddot{\varphi}_i l_i \cos \Theta_i = (\dot{\varphi}_i + \dot{\Theta}_i) [\dot{x}_i \cos(\varphi_i + \Theta_i) + \\ + \dot{y}_i \sin(\varphi_i + \Theta_i)] + \dot{\varphi}_i \dot{\Theta}_i l_i \sin \Theta_i; \\ -\ddot{x}_i \sin \varphi_i + \ddot{y}_i \cos \varphi_i - \ddot{\varphi}_i l_{2i} = \\ = \dot{\varphi}_i (\dot{x}_i \cos \varphi_i + \dot{y}_i \sin \varphi_i), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$i = 1, 2, \dots, n.$

Чтобы записать уравнения движе-

ния для первого и последующих прицепов, сделаем предположение, что каждый прицеп имеет передние управляемые колеса, а углы их поворота $\Theta_{i+1}, \dots, \Theta_{i+n}$ при криволинейном движении зависят от курсовых углов звеньев автопоезда следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \Theta_{i+1} &= \varphi_i - \varphi_{i+1}; \\ \Theta_{i+2} &= \varphi_{i+1} - \varphi_{i+2}; \\ \dots \\ \Theta_{i+n} &= \varphi_{i+n-1} - \varphi_{i+n}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$i = 1, 2, \dots, n.$

Таким образом, полученные системы уравнений (1) и (2) представляют

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + Y_1 \sin(\Theta_1 + \varphi_1) + Y_2 \sin \varphi_1 &= bx_1; \\ m_1 \ddot{y}_1 + Y_1 \cos(\Theta_1 + \varphi_1) + Y_2 \cos \varphi_1 &= by_1; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = Y_1 l_1 \cos \Theta_1 + Y_2 l_2 &= bfi_1; \\ -\ddot{x}_1 \sin(\varphi_1 + \Theta_1) + \ddot{y}_1 \cos(\varphi_1 + \Theta_1) + \ddot{\varphi}_1 l_1 \cos \Theta_1 &= \\ = (\dot{\varphi}_1 + \dot{\Theta}_1)[\dot{x}_1 \cos(\varphi_1 + \Theta_1) + \dot{y}_1 \sin(\varphi_1 + \Theta_1)] + \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 l_1 \sin \Theta_1; \\ -\dot{x}_1 \sin \varphi_1 + \dot{y}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1 l_2 &= \dot{\varphi}_1 (\dot{x}_1 \cos \varphi_1 + \dot{y}_1 \sin \varphi_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + Y_3 \sin(\Theta_2 + \varphi_2) + Y_4 \sin \varphi_2 &= bx_2; \\ m_2 \ddot{y}_2 + Y_3 \cos(\Theta_2 + \varphi_2) + Y_4 \cos \varphi_2 &= by_2; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = Y_3 l_3 \cos \Theta_2 + Y_4 l_4 &= bfi_2; \\ -\ddot{x}_2 \sin(\varphi_2 + \Theta_2) + \ddot{y}_2 \cos(\varphi_2 + \Theta_2) + \ddot{\varphi}_2 l_3 \cos \Theta_2 &= \\ = (\dot{\varphi}_2 + \dot{\Theta}_2)[\dot{x}_2 \cos(\varphi_2 + \Theta_2) + \dot{y}_2 \sin(\varphi_2 + \Theta_2)] + \dot{\varphi}_2 \dot{\Theta}_2 l_3 \sin \Theta_2; \\ -\dot{x}_2 \sin \varphi_2 + \dot{y}_2 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2 l_4 &= \dot{\varphi}_2 (\dot{x}_2 \cos \varphi_2 + \dot{y}_2 \sin \varphi_2); \\ m_3 \ddot{x}_3 + Y_5 \sin(\Theta_3 + \varphi_3) + Y_6 \sin \varphi_3 &= bx_3; \\ m_3 \ddot{y}_3 + Y_5 \cos(\Theta_3 + \varphi_3) + Y_6 \cos \varphi_3 &= by_3; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = Y_5 l_5 \cos \Theta_3 + Y_6 l_6 &= bfi_3; \\ -\ddot{x}_3 \sin(\varphi_3 + \Theta_3) + \ddot{y}_3 \cos(\varphi_3 + \Theta_3) + \ddot{\varphi}_3 l_5 \cos \Theta_3 &= \\ = (\dot{\varphi}_3 + \dot{\Theta}_3)[\dot{x}_3 \cos(\varphi_3 + \Theta_3) + \dot{y}_3 \sin(\varphi_3 + \Theta_3)] + \dot{\varphi}_3 \dot{\Theta}_3 l_5 \sin \Theta_3; \\ -\dot{x}_3 \sin \varphi_3 + \dot{y}_3 \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_3 l_6 &= \dot{\varphi}_3 (\dot{x}_3 \cos \varphi_3 + \dot{y}_3 \sin \varphi_3). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Если коэффициенты bx_i, by_i, bfi_i в правых частях динамических уравнений принять равными нулю, то система (4) применима для проведения имитационных экспериментов курсового движения трехзвенного автопоезда с постоянной

скоростью по произвольной, заранее заданной траектории [4].

Значительно расширить область применения разработанной модели можно, если дополнить ее уравнения компонентами, позволяющими модели-

собой математическую модель курсового движения многозвенного автопоезда с жесткими колесами.

Проведем расчетные исследования курсового движения трехзвенного автопоезда. Для формирования математической модели такого автопоезда объединим уравнения (1) и (2) в единую систему, приняв $n = 3$. В результате получим плоскую математическую модель, которая имеет вид системы обыкновенных дифференциальных уравнений (4), не разрешенных относительно старших производных:

ровать, например, режим разгона автопоезда. Рассмотрим такие дополнения.

Выразим координаты соединения дышла первого прицепа с ведущим звеном (x_{1k}, y_{1k}) , принадлежащие ведущему звену, а также координаты соединения дышла второго прицепа с первым (x_{2k}, y_{2k}) , принадлежащие первому прицепу, через принятые обобщенные координаты:

$$\left. \begin{aligned} x_{1k} &= x_1 - (l_2 + l_{01})\text{Cos } \varphi_1; \\ y_{1k} &= y_1 - (l_2 + l_{01})\text{Sin } \varphi_1; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{2k} &= x_2 - (l_4 + l_{02})\text{Cos } \varphi_2; \\ y_{2k} &= y_2 - (l_4 + l_{02})\text{Sin } \varphi_2; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

а также координаты соединения дышла первого прицепа с ведущим звеном (x_{2p}, y_{2p}) и дышла второго прицепа с первым прицепом (x_{3p}, y_{3p}) :

$$\left. \begin{aligned} x_{2p} &= x_2 + l_3\text{Cos } \varphi_2 + l_{d2}\text{Cos } \varphi_1; \\ y_{2p} &= y_2 + l_3\text{Sin } \varphi_2 + l_{d2}\text{Sin } \varphi_1; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{3p} &= x_3 + l_5\text{Cos } \varphi_3 + l_{d3}\text{Cos } \varphi_2; \\ y_{3p} &= y_3 + l_5\text{Sin } \varphi_3 + l_{d3}\text{Sin } \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

С помощью выражений (5) и (6) можно определить силы (X_{12}, Y_{12}) , действующие на первый прицеп при изменении скорости движения ведущего звена или прицепа, а выражения (7) и (8) позволяют определить аналогичные силы (X_{23}, Y_{23}) , возникающие при взаимодействии первого и второго прицепов:

$$\left. \begin{aligned} X_{12} &= (x_{1k} - x_{2p})C_{s12}; \\ Y_{12} &= (y_{1k} - y_{2p})C_{s12}; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{23} &= (x_{2k} - x_{3p})C_{s23}; \\ Y_{23} &= (y_{2k} - y_{3p})C_{s23}; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где C_{s12}, C_{s23} – коэффициенты жесткости в сцепке между ведущим звеном и первым прицепом и между первым и вторым прицепами автопоезда.

Теперь математическую модель

(4) можно использовать для моделирования неустановившихся режимов движения автопоезда.

Если, кроме этого, к ведущим колесам автомобиля приложить касательную силу тяги, то система уравнений (4) может быть использована для моделирования режима трогания с места автопоезда, а если вместо нее тормозную к соответствующим колесам – то и для режима торможения.

Тяговый момент ведущих колес и касательную силу тяги можно определить по выражениям, приведенным, например, в [1]. В данной работе для моделирования плавного нарастания касательной силы тяги на ведущих колесах использовалось выражение

$$P_k = \frac{M_k f_0 t}{r_k t_{nr}},$$

где M_k – вращающий момент двигателя, реализуемый ведущими колесами; r_k – радиус качения ведущих колес; f_0 – коэффициент пропорциональности; t – время моделирования; t_{nr} – момент времени завершения нарастания момента M_k .

Алгоритм, программное обеспечение и расчетные исследования курсового движения трехзвенного автопоезда

Полученная система дифференциальных уравнений курсового движения автопоезда является неразрешенной относительно старших (вторых) производных обобщенных координат и реакций опорной поверхности на колеса. Поэтому алгоритм решения данной задачи содержит блоки: разрешение системы уравнений относительно старших производных; приведение ее к системе из восемнадцати дифференциальных уравнений первого порядка; интегрирование полученной системы численным методом.

При решении задачи было принято, что в начальный момент времени точка центра масс второго (последнего) прицепа находится в начале неподвижной системы координат XOY , т. е. $x_{30} = 0$;

$y_{30} = 0$, а координаты центров первого прицепа ($x_{20}; y_{20}$) и ведущего звена ($x_{10}; y_{10}$) равны:

$$x_{20} = x_{30} + l_5 \cos \varphi_3 + (l_{d3} + l_{02} + l_4) \cos \varphi_2;$$

$$y_{20} = y_{30} + l_5 \sin \varphi_3 + (l_{d3} + l_{02} + l_4) \sin \varphi_2;$$

$$x_{10} = x_{20} + l_3 \cos \varphi_2 + (l_{d2} + l_{01} + l_2) \cos \varphi_1;$$

$$y_{10} = y_{20} + l_3 \sin \varphi_2 + (l_{d2} + l_{01} + l_2) \sin \varphi_1.$$

Для решения уравнений полученной математической модели (4) разработано ПО на языке VBA в среде программы Excel, которое позволяет проинтегрировать их на заданном интервале времени. Исходные данные задачи в виде численных значений массогеометрических параметров и таблицы закона управления передними колесами ведущего звена вводятся с первого листа Excel. Результаты интегрирования сохраняются на первых двух листах Excel

и в текстовом файле, который используется программой анимации автопоезда. На первый лист выводятся также диаграммы движения центров масс каждого звена автопоезда в координатах X0Y, а на второй – динамические характеристики движения основных параметров автопоезда: независимые координаты и боковые реакции опорной поверхности на его колеса.

Рассмотрим пример моделирования курсового движения трехзвенного автопоезда по абсолютно гладкой горизонтальной опорной поверхности, состоящего из ведущего звена массой 3600 кг и двух двухосных прицепов массой по 4500 кг.

На рис. 2...4 приведены результаты имитационного моделирования режима движения автопоезда «смена полосы движения» на скорости 5 м/с.

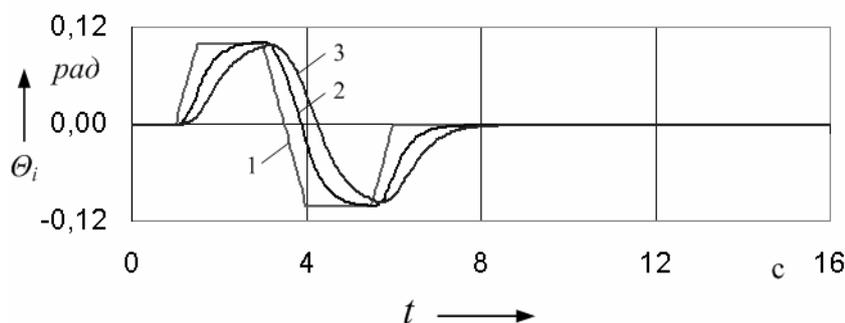


Рис. 2. Динамические характеристики углов поворота управляемых колес звеньев автопоезда при совершении маневра «смена полосы движения»: 1 – ведущего звена; 2 – первого прицепа; 3 – второго прицепа

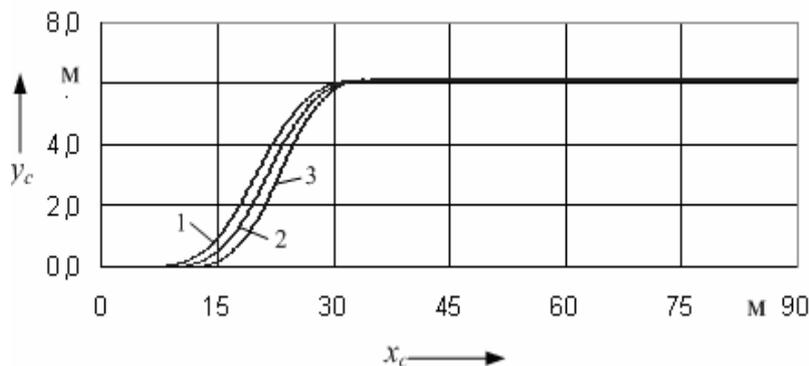


Рис. 3. Диаграммы перемещения центров масс звеньев автопоезда при движении по траектории «смена полосы движения»: 1 – ведущего звена; 2 – первого прицепа; 3 – второго прицепа

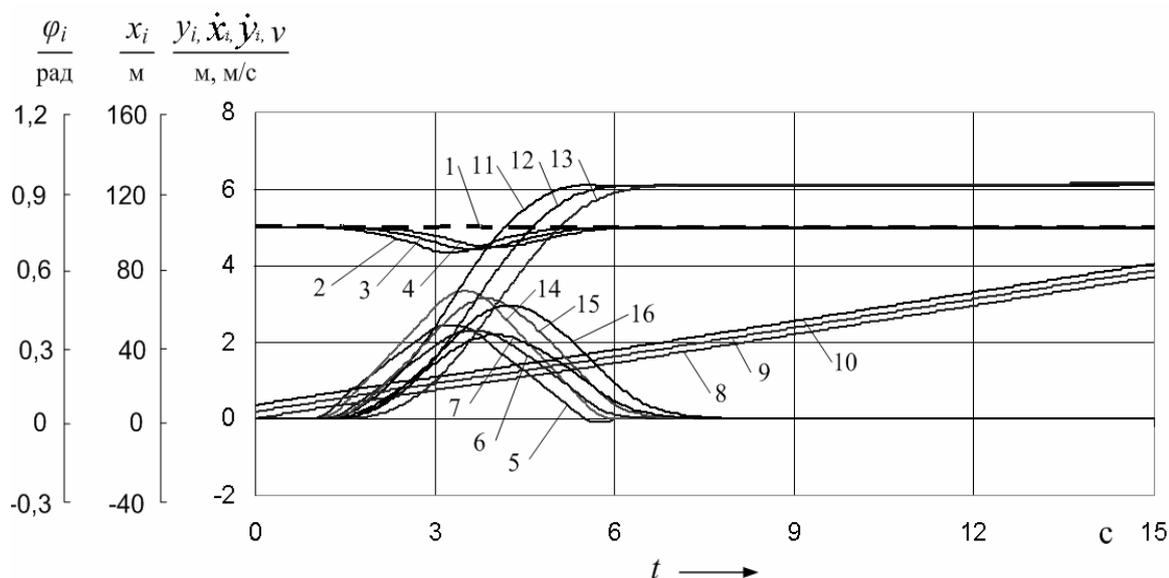


Рис. 4. Динамические характеристики параметров движения звеньев автопоезда при совершении маневра «смена полосы движения»: 1 – абсолютная линейная скорость v центра масс ведущего звена; 2, 3, 4 – линейные скорости \dot{x}_i центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OX ; 5, 6, 7 – линейные скорости \dot{y}_i центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OY ; 8, 9, 10 – линейные перемещения x_i центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OX ; 11, 12, 13 – линейные перемещения y_i центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OY ; 14, 15, 16 – курсовые углы φ_i звеньев автопоезда

На рис. 2 представлены динамические характеристики углов поворота передних колес звеньев автопоезда при совершении указанного маневра, из которого видно, что передние колеса первого прицепа формируют его поворот с некоторым запаздыванием по отношению к ведущему звену и выходят из поворота с некоторым запаздыванием, а второго прицепа – с запаздыванием по отношению к первому прицепу. Величина этого запаздывания определяется в основном геометрическими параметрами автопоезда, а также режимом и скоростью криволинейного движения.

Процесс входа в поворот звеньев автопоезда и выхода из него, полученный в результате моделирования режима движения автопоезда по траектории «смена полосы движения», представлен на рис. 3, который отражает перемещение центров масс ведущего звена, первого и второго прицепов в координатах XOY . Из диаграммы видно, что вход в поворот первого прицепа по отношению к ведущему звену, а также второго при-

цепы по отношению к первому и выход из поворота происходят с небольшим запаздыванием, что вполне логично.

Динамические характеристики продольных и поперечных перемещений и скоростей, а также курсовых углов и модуля скорости движения автопоезда на интервале времени $0 \dots 15$ с по траектории «смена полосы движения» приведены на рис. 4.

После входа в поворот (см. рис. 4) начинают уменьшаться линейные продольные скорости ведущего звена и прицепов (графики 2...4), а поперечные – увеличиваться (графики 5...7). При этом курсовые углы звеньев автопоезда также начинают возрастать (графики 14, 15, 17).

По истечении 8 с движения автопоезд перестроился в новый ряд движения. При этом поперечные координаты центров масс звеньев автопоезда (графики 11...13) достигли значения 6,12 м, а продольные продолжали увеличиваться согласно заданной скорости движения (графики 8...10).

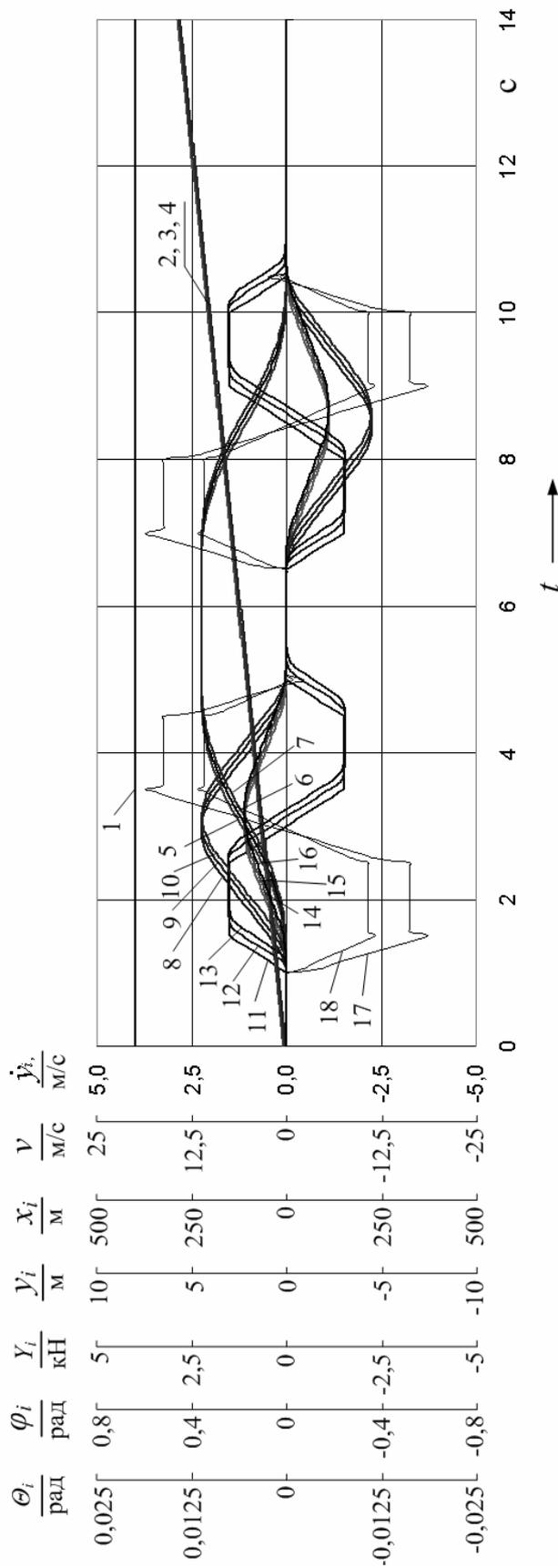


Рис. 5. Динамические характеристики параметров движения звеньев автопоезда при совершении маневра «обгон»: 1 – абсолютная линейная скорость центра масс ведущего звена; 2, 3, 4 – линейные скорости центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OY; 5, 6, 7 – линейные перемещения центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OX; 8, 9, 10 – линейные перемещения центров масс звеньев автопоезда по координатной оси OY; 11, 12, 13 – углы поворота управляемых колес ведущего звена и передних колес прицепов; 14, 15, 16 – курсовые углы звеньев автопоезда, соответственно ведущего звена, первого и второго прицепов; 17, 18 – боковые реакции опорной поверхности на передние и задние колеса ведущего звена; 19 – пики боковых реакций опорной поверхности на колеса ведущего звена при сбросе управляющего воздействия на управляемые колеса

Модуль скорости движения автопоезда на всем интервале времени моделирования оставался постоянным, равным 5 м/с (график 1).

В процессе имитационных экспериментов с ПО проводилось моделирование и других режимов движения. На рис. 5 приведен фрагмент результатов имитационного моделирования режима «обгон» на скорости движения 20 м/с (72 км/ч). Маневр был начат через 1 с после начала движения. С этого момента управляемые колеса ведущего звена в течение 0,5 с отклонялись со скоростью 0,015 рад/с в направлении против часовой стрелки. За это время они отклонились на угол 0,0075 рад (0,43 град). После входа в поворот начинают возрастать линейные скорости боковых перемещений центров масс звеньев автопоезда (графики 2...4) и боковые координаты (графики 5...7), а также их курсовые углы (графики 14...16). Боковые реакции опорной поверхности на колеса ведущего звена при совершении данного маневра достигают значений 3240 Н (графики 17, 18).

В моменты времени, когда пре-

кращается управляющее воздействие на управляемые колеса, т. е. угол их поворота устанавливается в некоторое постоянное значение, имеет место резкий сброс боковой реакции опорной поверхности на управляемые колеса (см. рис. 5, позиции 19) до 40 %. Это объясняется тем, что в данной постановке задачи закон управления управляемыми колесами задается в виде функции времени скорости угла их поворота, а не ускорения. В связи с этим при завершении управляющего воздействия скорость угла Θ_i мгновенно устанавливается в нулевое значение, что и вызывает появление указанных пиков боковых реакций. При правильном формировании управляющего воздействия на управляемые колеса боковые реакции опорной поверхности должны плавно снижаться от максимального (пикового) значения до установившегося при постоянном угле поворота управляемых колес.

На рис. 6 и 7 приведены результаты моделирования движения автопоезда по прямолинейной траектории в режиме «разгон до скорости 12,8 м/с».

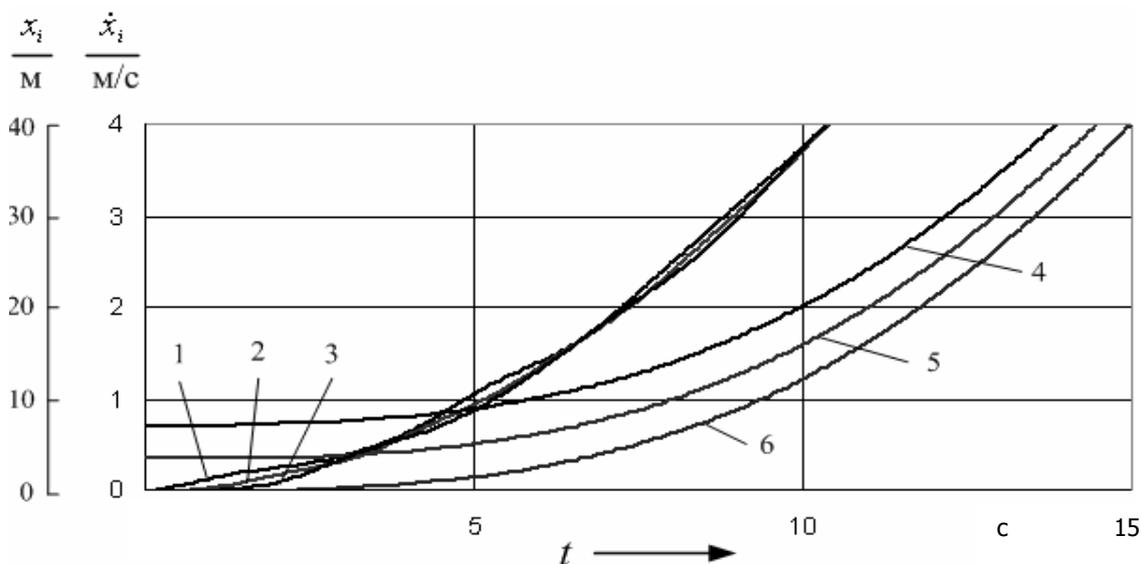


Рис. 6. Моделирование разгона автопоезда по прямолинейной траектории: 1, 2, 3 – скорости перемещения центров масс \dot{x}_i ведущего звена, первого и второго прицепов; 4, 5, 6 – перемещения центров масс x_i ведущего звена, первого и второго прицепов

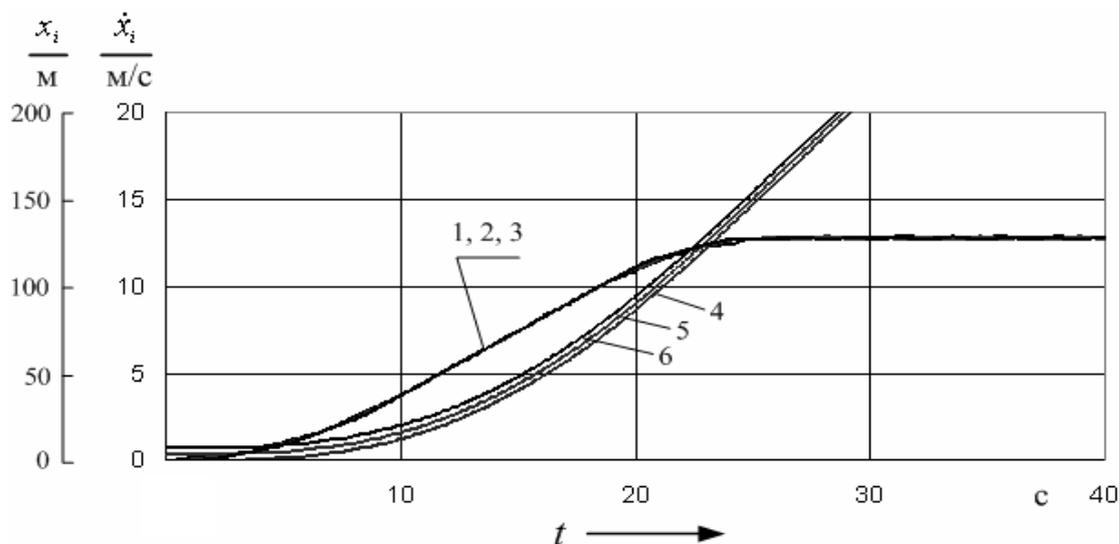


Рис. 7. Моделирование разгона автопоезда: 1, 2, 3 – скорости перемещения центров масс \dot{x}_i ведущего звена, первого и второго прицепов; 4, 5, 6 – перемещения центров масс x_i ведущего звена, первого прицепа и второго прицепа

На рис. 7 представлен тот же фрагмент, что и на рис. 6, но в интервале времени до 40 с.

Таким образом, проведенные расчетные исследования подтверждают работоспособность разработанных математических моделей и программного обеспечения и возможность их использования для проведения виртуальных испытаний курсового движения и вертикальной динамики колесных машин в условиях, близких к реальным.

Заключение

Таким образом, разработанная методика позволяет провести виртуальные испытания динамики курсового движения многозвенного автопоезда и может

быть предложена в качестве средства функционального проектирования многозвенных колесных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с. : ил.
2. Антонов, А. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1979. – 216 с. : ил.
3. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с. : ил.
4. Ясюкович, Э. И. Имитационное моделирование курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами / Э. И. Ясюкович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 60–67.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 26.02.2010

Е. И. Yasukovich Modeling of the course motion of the multiple-section articulated vehicle with rigid wheels

The paper gives the developed mathematical model and software for the simulation modeling of the course motion of the multiple-section articulated vehicle consisting of the driving section and two-axle trailers upon absolutely smooth bearing surfaces. The paper discusses the obtained results of the simulation modeling of the course motion of a three-section articulated vehicle in «changing the traffic lane», «overtaking» and «circular motion» trajectories.

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.805

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ С ВТУЛОЧНЫМИ И РОЛИКОВЫМИ ПРИВОДНЫМИ ЦЕПЯМИ

В статье приводятся результаты исследования принципиально нового вида планетарных механизмов – механизмов с цепными гибкими связями. Рассмотрены основные схемы таких механизмов и приведены их характеристики. Предложенные схемы прошли опытную проверку при различных значениях передаточных отношений.

Механизмы относятся к разделу планетарных механизмов с гибкими связями, общие принципы построения которых изложены в [1].

Известны попытки создания передаточных механизмов, в которых используются пластинчатые цепи, однако механизмы такого типа имеют весьма ограниченный диапазон применения и решают частные специфические задачи.

В статье излагаются результаты исследования, направленного на дальнейшее развитие идеи использования цепных гибких связей для создания передаточных механизмов широкого назначения с целью создания планетарного механизма с гибкими связями, и описывается конкретное техническое решение, реализующее в физической модели один из возможных вариантов таких механизмов, а именно планетарный механизм с цепной гибкой связью в виде стандартной втулочной или роликовой пластинчатой цепи. Возможны две схемы реализации цепных планетарных редукторов: с двумя звездочками и с четырьмя звездочками. В первой схеме звездочка-сателлит Z_2 установлена между двумя одинаковыми звездочками Z_1 , неподвижно закрепленными в корпусе передачи (рис. 1). Разность чисел зубьев звездочек Z_1 и Z_2 равна единице. Обе звездочки охвачены многорядной

пластинчатой цепью, число звеньев которой на единицу больше числа зубьев наибольшей из двух звездочек. Входным звеном является водило, на котором в подшипниках установлена звездочка-сателлит. Гибкая связь осуществляет волновое движение. Часть цепи покоится на неподвижной звездочке, а часть движется, огибая сателлит. Несмотря на это обстоятельство, это не волновая передача, так как в волновой передаче нет покоящихся элементов: в ней происходит непрерывное качение звена с изменяющейся геометрией аксоида по неподвижному аксоиду в форме окружности.

Съем движения на выходной вал осуществляется со звездочки-сателлита Z_2 посредством механизма, осуществляющего передачу движения между параллельными валами с передаточным отношением 1. В теории планетарных зубчатых передач он называется механизмом W. В качестве его могут использоваться механизм карданного вала, механизм параллельных кривошипов в различных модификациях, крестовая муфта, упругий торсион и т. д. В представленной на рис. 1 схеме предполагается крестовая муфта.

Во второй схеме с четырьмя звездочками (рис. 2) сателлит выполнен с двумя зубчатыми венцами с числами

зубьев Z_2 и Z_3 , кроме того, имеются неподвижная звездочка Z_1 , закрепленная в

корпусе, и подвижная звездочка Z_4 , установленная на выходном валу.

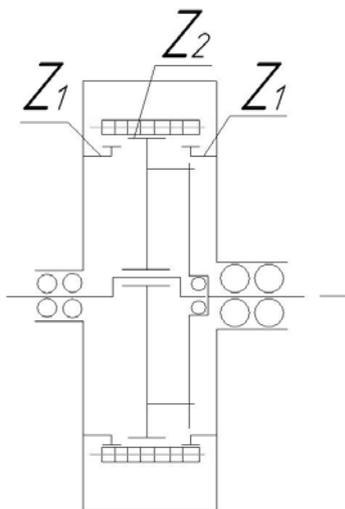


Рис. 1. Схема планетарного редуктора с двумя звездочками

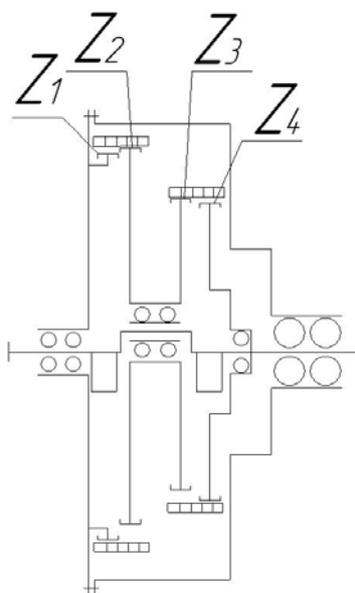


Рис. 2. Схема планетарного редуктора с четырьмя звездочками

Входным звеном является водило. Неподвижная звездочка Z_1 и первая звездочка Z_2 на сателлите различаются по числу зубьев на один зуб и охвачены пластинчатой цепью, вторая звездочка сателлита Z_3 и звездочка на выходном валу Z_4 также различаются по числу зубьев на один зуб и также охвачены

пластинчатой цепью. По конструкции цепи могут быть многорядными или даже однорядными, но с достаточно большой шириной цепи, чтобы в этой ширине могли разместиться два зубчатых венца обеих звездочек. Числа звеньев обеих цепей различны, как и различны числа зубьев звездочек в обе-

их ступенях, но обязательно число зубьев цепи в каждой ветви на единицу больше чисел зубьев наибольшей из звездочек. Обе цепи имеют одинаковый шаг. Обязательное требование для существования механизма – межосевые расстояния в обеих ветвях должны быть одинаковы. В дальнейшем будет показано, что это требование выполняется.

Для определения передаточного отношения цепного планетарного редуктора вне зависимости от его схемы используется известный метод обращения движения, применяемый в теории зубчатых планетарных механизмов. Сущность его в том, что стойке механизма сообщается движение с угловой скоростью, равной угловой скорости водила, но в противоположном направлении. В таком случае водило условно становится неподвижным, и механизм превращается в рядовой. Применим этот принцип к двухколесному цепному планетарному механизму. Передаточное отношение обращенного механизма

$$i_{12}^H = -\omega_H / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1.$$

Разделим числитель и знаменатель на ω_2 , обозначив

$$i_{пл} = \omega_H / \omega_2,$$

получим

$$i_{12}^H = -i_{пл} / (1 - i_{пл}),$$

откуда следует формула для определения передаточного отношения двухколесного цепного планетарного механизма:

$$i_{пл} = i_{12}^H / (i_{12}^H - 1) = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1). \quad (1)$$

В зависимости от соотношения чисел зубьев звездочек выходной вал вращается в сторону вращения входного вала или в противоположном направлении. В частности, если $Z_2 > Z_1$, то передаточное отношение положительно, если $Z_2 < Z_1$, то передаточное отношение отрицательно. Это обстоятельство мо-

жет иметь существенное влияние на КПД механизма.

Заметим, что наличие разделенной звездочки Z_1 обусловлено желанием иметь симметричное нагружение цепи для улучшения условий ее работы, что несколько усложняет конструкцию, однако в неотвественных случаях или при больших числах зубьев звездочек можно использовать однозвездочку Z_1 . Известно, что пластинчатая цепь успешно работает при перекосе на звездочках до 10^0 .

Для четырехколесного планетарного механизма [2] аналогичным путем можно вывести формулу для передаточного отношения:

$$i_{пл} = i_{14}^H / (i_{14}^H - 1), \quad (2)$$

где $i_{14}^H = Z_2 Z_4 / Z_1 Z_3$.

Заметим, что если принять числа зубьев звездочек во второй ветви равными, т. е. $Z_3 = Z_4$, то формула (2) переходит в формулу (1). Это означает, что вторая ветвь при равных числах зубьев выполняет роль механизма W, обеспечивая передачу вращения от сателлита на выходной вал без трансформации угловой скорости. Отпадает необходимость использования механизма крестовой или шарнирной муфты, и тем самым упрощается механизм.

Если в механизме с двумя звездочками при разности чисел зубьев звездочек, равной единице, передаточное отношение легко предсказуемо и примерно равно числу зубьев наибольшей звездочки, то в механизме второй схемы передаточное отношение заранее предугадать трудно. Оно резко изменяется даже при незначительном изменении чисел зубьев.

Рассчитано большое число вариантов таких передач. Некоторая часть этих вариантов представлена в табл. 1. Эти данные могут быть использованы при синтезе таких механизмов по передаточному отношению.

Табл. 1. Варианты цепных четырехколесных планетарных передач

Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Передаточное отношение	Примечание
35	34	22	23	65,166	Реализован
23	22	19	20	146,6	
22	23	20	19	-145,6	
23	22	18	19	104,5	
34	35	23	22	-64,16	
19	20	23	22	146,6	
22	23	19	18	-103,5	
35	34	38	39	-331,5	
21	20	18	19	190	
23	22	20	21	231	
22	23	21	20	-230	
45	44	42	42	946	
47	46	43	44	674,6	
51	50	48	49	1225	
53	52	50	51	1326	
49	48	46	47	1128	Реализован
45	44	42	43	946	
45	44	32	33	121	Проект

В результате анализа можно отметить определенные закономерности в получении вариантов передач:

– если переставить числа зубьев в обеих ступенях, знак передаточного отношения изменится на противоположный, а само передаточное отношение изменится на 1;

– если переставить числа зубьев в первой ступени, не переставляя во второй, знак сохраняется, но резко изменится передаточное отношение.

Межосевое расстояние передачи (схема на рис. 1) (оно же представляет эксцентриситет входного вала-водила) вычисляется по формуле [2]

$$E = \frac{t}{4} \left[\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right], \quad (3)$$

где E – эксцентриситет входного вала; t – шаг цепи; L_t – число звеньев цепи; Z_1, Z_2 – числа зубьев сателлита и неподвижной звездочки.

Рассмотрим такой числовой пример. Пусть, например, шаг цепи $t = 9,525$, числа зубьев звездочек $Z_1 = 65$, а $Z_2 = 64$, тогда число звеньев цепи $L_t = 66$. (Заметим, что число зубьев цепи, если используется стандартная цепь, всегда должно быть четным – в противном случае цепь нельзя собрать).

В результате расчета по формуле (3) получим $E = 6,97$. Формула выведена с некоторым упрощением, поэтому расчеты для других соотношений пар чисел зубьев звездочек дают точно такое же значение межосевого расстояния. Это, по-видимому, объясняется тем, что главное значение в этой формуле имеет тот факт, что числа зубьев всегда различаются на один зуб, поэтому результат получается всегда одинаковым. Это об-

стоятельство обеспечивает возможность создания механизма по схеме на рис. 2, так как межосевое расстояние в обеих ветвях одинаково. Это подтверждено в натуральных образцах.

Коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах, в меньшей степени от динамических воздействий, вызванных неравномерностью движения цепи и ударами звеньев цепи о зубья звездочек.

$$\eta = 1 / (1 + 2\pi \cdot k \cdot f (I + i) / Z \cdot i), \quad (4)$$

где k – отношение диаметра валика шарнира к шагу, $k = d / p$; i – передаточное число; f – коэффициент трения для передач с постоянной смазкой, работающих в нормальных условиях $f = 0,08 \dots 0,012$; Z – число зубьев одной из звездочек.

Примем, например, к расчету вариант цепной передачи с шагом цепи 9,525 мм, числами зубьев звездочек 65 и 64 с диаметром валика 3,5 мм. В таком случае передаточное отношение будет равно 1,01, коэффициент $k = 0,37$. В результате расчета по формуле (4) коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи при данных исходных условиях $\eta = 0,994$. Заметим, что среднее значение КПД рядовой цепной передачи составляет примерно 0,97 [4].

Столь высокое значение КПД рассматриваемого варианта передачи объясняется особенностями конструкции передачи. В ней обе звездочки имеют примерно одинаковый диаметр, и поэтому при переходе цепи с одной звездочки на другую имеет место очень малый поворот звеньев в шарнире цепи.

Из простого геометрического построения следует, что угол поворота в шарнире цепи между соседними звеньями при расположении цепи на звездочке определяется числом зубьев звездочки Z :

$$\beta = 90^\circ - \alpha / 2,$$

где $\alpha = 360^\circ / z$.

Рассмотрим численный пример

передачи с числами зубьев звездочек $Z_1 = 35$, $Z_2 = 34$. В таком случае $\beta_1 = 84,85^\circ$, а $\beta_2 = 84,7^\circ$. При переходе цепи с одной звездочки на другую угол поворота в шарнире $\psi = \beta_1 - \beta_2 = 0,15^\circ$.

При оценке коэффициента полезного действия цепной планетарной передачи будем исходить из ее аналогии с зубчатой передачей схемы К–Н–V. Экспериментально подтверждено, что такая передача обладает высоким КПД, находящимся в зависимости от передаточного отношения в диапазоне 0,8...0,9. [3]. Экспериментальные исследования данной передачи по определению КПД пока еще не проводились, но по имеющимся предварительным испытаниям следует ожидать, что он будет достаточно высоким. В определенном отношении (наличие роликов) данная передача близка к известной циклоидально-цевочной передаче, характеризующейся очень высоким КПД.

Новизна предложения подтверждается [4–6].

К настоящему моменту изготовлена и испытана в лабораторных условиях целая гамма опытных образцов редукторов данного типа:

- опытный образец цепного планетарного редуктора с двумя звездочками с передаточным отношением 33 и усиленной втулочной цепью с шагом 9,525 (см. рис. 1) с расчетным крутящим моментом на выходном валу 77 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 14;

- опытный образец цепного планетарного редуктора с двумя звездочками с передаточным отношением 55 и двумя втулочными цепями 2ПВ-9,525 с шагом 9,525 (см. рис. 1) с расчетным крутящим моментом на выходном валу 128 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 11,25;

- опытный образец цепного планетарного редуктора с четырьмя звездочками с передаточным отношением 65 (см. рис. 2) с роликовой цепью 2ПВ-9,525 с шагом 9,525 с расчетным крутящим мо-

ментом на выходном валу 150 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 8;

– цепной планетарный редуктор с четырьмя звездочками с передаточным отношением 104,5 (см. рис. 2) с двумя втулочными цепями 2ПВ-9.525 с шагом 9,525 с расчетным крутящим моментом на выходном валу 96 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 5,4.

Спроектирован редуктор с передаточным отношением 15, крутящим моментом на выходе 500 Н·м с роликочной цепью 2ПР-19,05 с шагом 19,05 и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 12,5.

На рис. 3 показан силовой узел передаточного механизма опытного образца цепного планетарного редуктора с передаточным отношением 65.

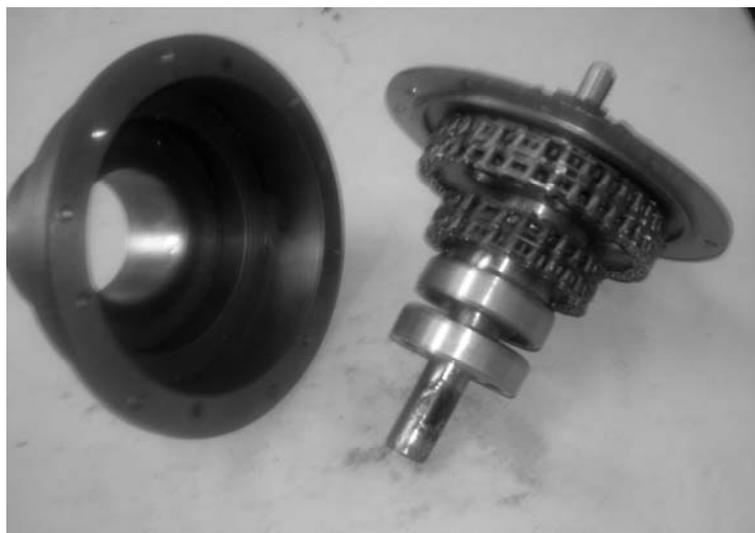


Рис. 3. Фотография силового узла передаточного механизма опытного образца цепного планетарного редуктора с передаточным отношением 65

Выводы

Планетарная передача с цепной гибкой связью представляет принципиально новое техническое решение, возможности которого еще предстоит изучить. Основная особенность, отличающая ее от традиционных планетарных зубчатых механизмов, – высокая нагрузочная способность и долговечность благодаря участию в передаче большого числа зубьев. (В обычных зубчатых передачах в передаче усилия участвуют только два зуба, что обуславливает высокие требования к качеству зубчатых колес). Отсюда высокая технологичность и низкая стоимость предлагаемой передачи, возможность использования

стандартных пластинчатых и зубчатых цепей.

Передача может реализовывать широкий диапазон передаточных отношений при сохранении компактности. Она может найти применение во многих простых устройствах вместо применяемых в настоящее время традиционных передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борисенко, Л. А.** Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 23–30.
2. **Готовцев, А. А.** Проектирование цеп-

ных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1973. – 331 с.

3. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 306 с.

4. **Пат. 4250 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

5. **Пат. 11525 РБ, F16H 9/26.** Зубчато-цепная передача / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20060764 ; заявл. 21.07.06 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

6. **Пат. 5247 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко. – № 2008070 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 14.10.08. – 3 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.04.2010

L. A. Borisenko
Fundamentals of the design of chain planetary reduction gears with roller driving chains

The paper presents the results of the research into a basically new kind of planetary mechanisms; that is, the mechanisms with chain flexible links offered by the author. Main schemes of such mechanisms are described and their characteristics are given. The schemes offered were tested at various values of gear ratios.

УДК 621.9.042

А. А. Жолобов, канд. техн. наук, проф., А. Н. Рязанцев, доц., Д. Г. Шатуров

ДИНАМИКА ПРОЦЕССА И ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ПРИ ТОЧЕНИИ С МНОГОКРАТНЫМ МИКРООБНОВЛЕНИЕМ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ

В работе приведены результаты исследований по влиянию на динамику и эффективную мощность процесса числа проходов режущей кромки зоны резания. Разработана математическая модель для оптимизации процесса точения на основе полученных регрессионных зависимостей.

Оптимизация процесса обработки валов по силовым, энергетическим и точностным характеристикам невозможна без знания составляющих силы резания, которая зависит от свойств обрабатываемого материала и режимов обработки. Наиболее весомой составляющей в деле получения точности обрабатываемой поверхности и энергопотребления является действие сил резания P_y и P_z .

Так, радиальная составляющая P_y силы резания в наибольшей степени влияет на отжим заготовки от вершины резца – увеличивает размер обрабатываемой поверхности.

Тангенциальная составляющая P_z силы резания оказывает существенное влияние на энергоёмкость процесса и температуру в зоне резания [1, 2]. Известные исследования динамики процесса обработки резцом с микрообновлением режущей кромки (МОПК) [3] касались только обработки резцом с однократным прохождением режущей кромки (РК) зоны резания, что приводило к недоиспользованию режущих свойств инструмента.

При проектировании технологического процесса обработки валов с многократным микрообновлением РК требуется знание величин составляющих силы резания, которые с увеличением числа проходов будут всё время возрастать и увеличивать своё влияние на энергоёмкость процесса и получение прогнозируемой точности обработки.

Силы, действующие в процессе обработки валов, фиксировались при

точении по прямой схеме резания и первой схеме установки.

На рис. 1–3 представлены зависимости составляющих P_x , P_y , P_z силы резания и эффективной мощности N_g от технологических параметров обработки: подачи S , глубины резания t , скорости резания V , скорости перемещения V_p режущей кромки и числа N её проходов зоны обработки при точении стали 45.

Каждая из зависимостей, являясь функцией одной переменной, получена при определённых условиях процесса, т. е. при стабилизации всех других факторов на принятом (нулевом) уровне, кроме одного. Характер изменения составляющих силы резания при увеличении подачи S и глубины резания t не расходится с [1–3]. Так, с увеличением подачи S и глубины резания t увеличивается толщина срезаемого слоя, что приводит к возрастанию всех составляющих силы резания (рис. 2). При одинаковом абсолютном увеличении подачи S и глубины резания t от 0,2 до 0,8, т. е. в 4 раза, тангенциальная сила P_z резания увеличивается в обоих случаях примерно в 2 раза, а радиальная сила P_y резания – соответственно в 3,5 и 5 раз. Это объясняется значительным увеличением проекции площадки износа задней поверхности резца на плоскость, перпендикулярную направлению действия радиальной силы P_y , при увеличении глубины резания. Увеличение скорости резания от 2 до 6 м/с и числа проходов N РК зоны резания от одного до 5 раз приводит к увеличению силы P_y соответственно на 80 и 90 %, а силы P_z – на

30 и 75 % от этих параметров. Это также связано с увеличением площадки износа задней поверхности резца вследствие увеличения скорости и времени изнашивания при прохождении точки РК зоны резания.

Увеличение скорости V_p микроперемещения РК в исследуемом диапазоне от $0,5 \cdot 10^{-5}$ до $4,5 \cdot 10^{-5}$ м/с приводит к

уменьшению износа кромки, а также составляющих силы резания (характер их изменения имеет вид гиперболы (рис. 2)) в 4...5 раз. Зависимость изменения эффективной мощности от параметров режима обработки и числа проходов N подобна зависимости изменения силы P_z от этих параметров.

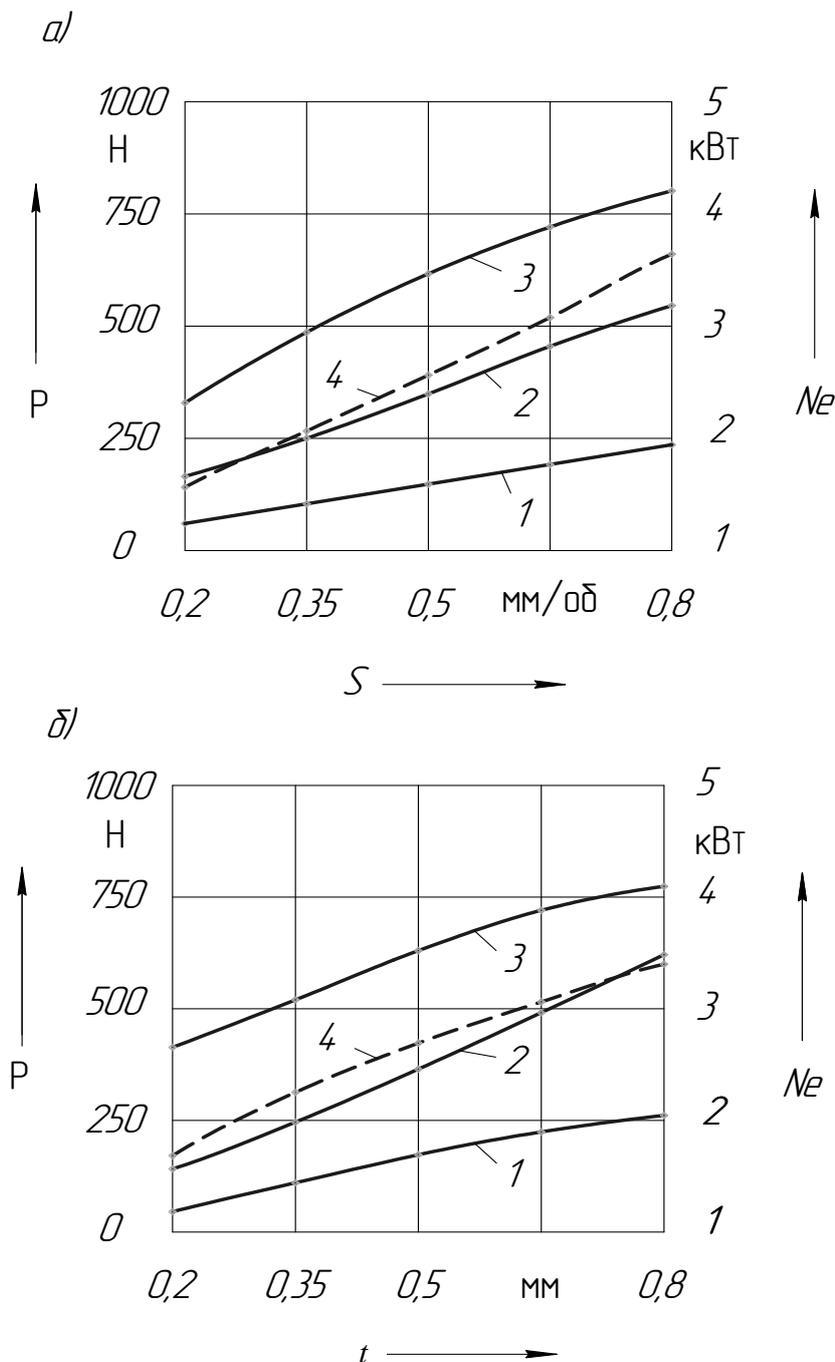


Рис. 1. Зависимость влияния подачи S (а) и глубины резания t (б) на составляющие силы и мощность резания при многократном микрообновлении режущей кромки: 1 – P_x ; 2 – P_y ; 3 – P_z ; 4 – N_e ; $V = 4$ м/с; $S = 0,5$ мм/об; $t = 0,5$ мм; $V_p = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м/с; $N = 3$; материал заготовки – сталь 45

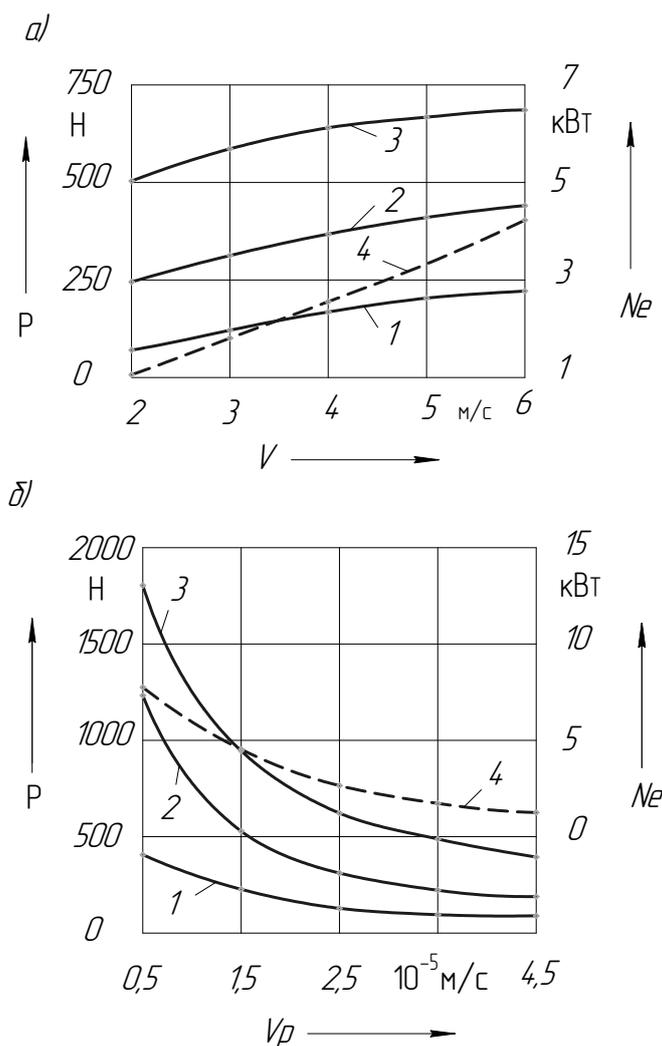


Рис. 2. Зависимость влияния скорости резания V (а) и скорости микроперемещения режущей кромки V_p (б) на составляющие силы и мощность резания при многократном микрообновлении режущей кромки: 1 – P_x ; 2 – P_y ; 3 – P_z ; 4 – N_e ; $S = 0,5$ мм/об; $t = 0,5$ мм; $V = 4$ м/с; $V_p = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м/с; $N = 3$; материал заготовки – сталь 45

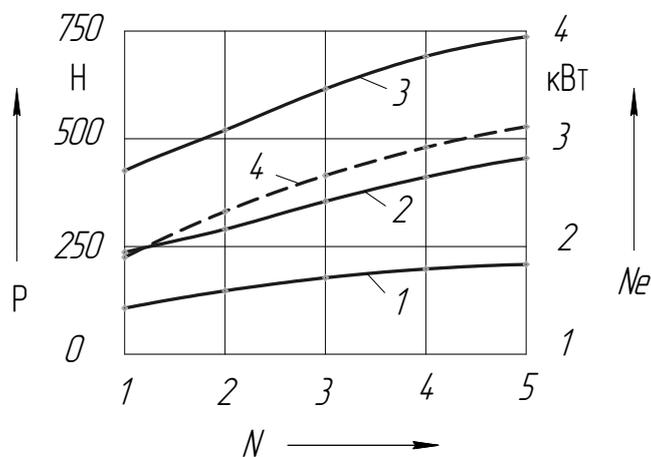


Рис. 3. Зависимость влияния числа проходов N (а) точки режущей кромки зоны резания на составляющие силы и мощность резания при многократном микрообновлении режущей кромки: 1 – P_x ; 2 – P_y ; 3 – P_z ; 4 – N_e ; $S = 0,5$ мм/об; $t = 0,5$ мм; $V = 4$ м/с; $V_p = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м/с; $N = 3$; материал заготовки – сталь 45, резца – Т15К6

Следует подчеркнуть, что, учитывая приведенные зависимости и не изменяя производительность имеется возможность регулировать и управлять силовой и энергетической напряжённостью процесса за счёт изменения скорости V_p перемещения лезвия и числа N проходов, т. к. влияние последних диаметрально противоположно.

Проведённые однофакторные исследования показывают, что рациональный выбор параметров режима резания может обеспечить снижение от 2 до 5 раз составляющих силы резания.

Для оптимизации процесса и выявления степени влияния каждого параметра на силу и мощность резания возникла необходимость в построении математической модели процесса с использованием

математического метода планирования экспериментов. Для математического описания объектов исследования использовался метод математической статистики – метод полного факторного эксперимента [4]. При использовании этого метода все исследуемые параметры изменяются на двух уровнях – верхнем (+1) и нижнем (-1), также проводится четыре опыта на основном уровне в центре плана. Уровни факторов и интервалы варьирования выбраны по результатам предварительных однофакторных экспериментов и приведены в табл. 1. В качестве оптимизации приняты составляющие силы P_x, P_y, P_z резания и мощность резания N_e . Они обозначены через u_x, u_y, u_z и u_N .

Табл. 1. Уровни и интервалы варьирования факторов

Фактор	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Уровни варьирования		
			верхний +1	основной 0	нижний -1
Подача S , мм/об	x_1	0,3	0,8	0,5	0,2
Глубина резания t , мм	x_2	0,3	0,8	0,5	0,2
Скорость резания V , м/с	x_3	2	6	4	2
Скорость перемещения режущей кромки V_p , м/с	x_4	$\frac{2,0}{10^5}$	$\frac{4,5}{10^5}$	$\frac{2,5}{10^5}$	$\frac{0,5}{10^5}$
Число проходов N , раз	x_5	2	5	3	1

Предположено, что зависимости (см. рис. 1–3) с достаточной точностью можно аппроксимировать уравнениями регрессии степенного вида. Тогда зависимости составляющих P_x, P_y, P_z резания и мощности N_e от параметров режима обработки можно выразить степенной функцией

$$P_{x,y,z,N} = CS^x t^y V^z V_p^n N^m. \quad (1)$$

После логарифмирования уравнения (1)

$$\lg P_{x,y,z,N_e} = \lg C + X \lg S + y \lg t + z \lg V + n \lg V_p + m \lg N. \quad (2)$$

При исследовании в качестве пла-

на эксперимента приняли 1/4 реплики (2^{5-2}) от полного факторного эксперимента 2^5 . Реплика задана генерирующими соотношениями: $x_4 = x_1 x_2$ и $x_5 = x_1 x_2 x_3$.

Возможность представления результатов экспериментов уравнениями вида (1) устанавливается проверкой гипотезы адекватности линейной модели при выражении результатов эксперимента следующим полиномом [4]:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_5 x_5 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3, \quad (3)$$

где y – $\lg P_x, \lg P_y, \lg P_z, \lg N_e$; x_1, x_2, \dots, x_5 – кодированные значения факторов; $b_0, b_1, b_2, \dots, b_5$ – коэффициенты регрессии.

Кодированное значение факторов определяется по выражению [4]

$$X_i = \frac{(\lg \bar{X}_i - \lg X_i^{\max})}{\lg X_i^{\max} - \lg X_i^{\min}} + 1, \quad (4)$$

где X_i – кодированное значение i -го фактора; \bar{X}_i – натуральное значение i -го фактора; X_i^{\max} , X_i^{\min} – натуральные значения верхнего и нижнего уровней i -го фактора соответственно.

Матрица планирования, рабочая матрица и результаты экспериментов приведены в табл. 2. Значения коэффициентов находятся по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N X_{0i} y_i}{N}; \quad b_i = \frac{\sum_{j=1}^N X_{ij} y_j}{N},$$

где X_{ij} – кодированное значение (± 1) i -го фактора в j -м опыте; y_i – параметр оптимизации в j -м опыте; N – число опытов в матрице планирования, $N = 8$ (табл. 2).

По матрице планирования и рабочей матрице поставлены эксперименты ($N = 8$), заключающиеся в измерении составляющих силы резания и мощности при точении заготовок из стали 45 (см. табл. 2). В результате обработки экспериментальных данных и вычисления коэффициентов полинома (3) по приведенным выше формулам (см. табл. 2) получаются следующие уравнения регрессии:

$$y_x = 2,018 + 0,2875X_1 + 0,338X_2 + 0,195X_3 - 0,264X_4 + 0,091X_5 - 0,0015X_1X_3 - 0,00075X_2X_3; \quad (5)$$

$$y_y = 2,44 + 0,27X_1 + 0,344X_2 + 0,128X_3 - 0,362X_4 + 0,14X_5 + 8,75 \cdot 10^{-4}X_1X_3 - 0,001375X_2X_3; \quad (6)$$

$$y_z = 2,77 + 0,181X_1 + 0,149X_2 + 0,062X_3 - 0,323X_4 + 0,12X_5 + 7,5 \cdot 10^{-4}X_1X_3 - 0,001X_2X_3; \quad (7)$$

$$y_N = 0,3467 + 0,18X_1 + 0,15X_2 + 0,3X_3 - 0,324X_4 + 0,12X_5 - 2,5 \cdot 10^{-5}X_1X_3 + 5,75 \cdot 10^{-4}X_2X_3. \quad (8)$$

Дисперсия S^2y воспроизводимости эксперимента вычислена по результатам четырех опытов в нулевой точке (в центре плана), т. е. при $X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = 0$ [4]:

$$S^2y = \frac{1}{n_0 - 1} \left[\sum_{i=1}^{n_0} (y_i - \bar{y})^2 \right],$$

где n_0 – число параллельных опытов в нулевой точке, $n_0 = 4$; y_i – значение параметра оптимизации в i -м опыте; \bar{y} – среднее арифметическое значение параметра оптимизации в n_0 .

Результаты экспериментов в центре плана для уравнения регрессии (5) и дисперсия воспроизводимости $S^2y = 27,17 \cdot 10^{-6}$ при степенях свободы $f_2 = n_0 - 1 = 4 - 1 = 3$ представлены в табл. 3, а для уравнений регрессии (6)...(8) – в табл. 2.

Статистическая значимость коэффициентов уравнений регрессии (5)...(8) оценивается путём сравнения абсолютной величины коэффициента с доверительным интервалом коэффициентов Δb_i , определяемом по формуле

$$\Delta b_i = \pm t_{\tau} S \{b_i\},$$

где

$$S^2 \{b_i\} = \frac{S^2 y}{N};$$

$$S \{b_i\} = \sqrt{S^2 \{b_i\}};$$

t_{τ} – табличное значение критерия Стьюдента при 5-процентном уровне значимости и числе степеней свободы $f_2 = 3$, с которым определялась дисперсия S^2y , $t_{\tau} = 3,18$ [4]; $S^2 \{b_i\}$ – дисперсия i -го коэффициента регрессии; $S(b_i)$ – ошибка в определении i -го коэффициента регрессии; N – число опытов в матрице планирования, $N = 8$.

Табл. 2. Матрица планирования, рабочая матрица, результаты экспериментов и расчётов

Номер опыта	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	X ₁ , X ₃	X ₂ X ₃	S, мм/об	t, мм	V, м/с	V _p , м/с	N	$\frac{P_x}{\lg P_x}$ (y _i)	$\frac{P_y}{\lg P_y}$ (y _i)	$\frac{P_z}{\lg P_z}$ (y _i)	$\frac{N_x}{\lg(N_x)}$ (y _i)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18		
1	+	-	-	-	+	-	+	+	0,2	0,2	2	$\frac{4,5}{10^5}$	1	7	16	86	0,187		
2	+	+	-	-	-	+	-	+	0,8	0,2	2	$\frac{0,5}{10^5}$	5	135	546	1517	3,3		
3	+	-	+	-	-	+	+	-	0,2	0,8	2	$\frac{0,5}{10^5}$	5	171	773	1321	2,88		
4	+	+	+	-	+	-	-	-	0,8	0,8	2	$\frac{4,5}{10^5}$	1	127	265	394	0,86		
5	+	-	-	+	+	+	-	-	0,2	0,2	6	$\frac{4,5}{10^5}$	5	26	54	198	1,294		
6	+	+	-	+	-	-	+	-	0,8	0,2	6	$\frac{0,5}{10^5}$	1	214	520	1168	7,633		
7	+	-	+	+	-	-	-	+	0,2	0,8	6	$\frac{0,5}{10^5}$	1	271	735	1017	6,64		
8	+	+	+	+	+	+	+	+	0,8	0,8	6	$\frac{4,5}{10^5}$	5	465	917	906	5,92		
b _i (x)	2,018	0,2875	0,338	0,1915	-0,264	0,091	$\frac{1,5}{10^3}$	$\frac{7,5}{10^4}$	S ² {y} = 27,179·10 ⁻⁶	S ² {b _i } = 3,397·10 ⁻⁶	S ² {b _i } = 5,86·10 ⁻³	S ² _{мт} = 15,62·10 ⁻⁶	Δb _i = 1,74 < F _T = 19,6						
b _i (y)	2,44	0,27	0,344	0,128	-0,362	0,14	$\frac{8,75}{10^4}$	$\frac{1,375}{10^3}$	S ² {y} = 36,92·10 ⁻⁶	S ² {b _i } = 4,615·10 ⁻⁶	Δb _i = 6,83·10 ⁻³	S ² _{мт} = 14,5·10 ⁻⁶	F _p = 2,55 < F _T = 19,6						
b _i (z)	2,77	0,181	0,149	0,062	-0,323	0,12	$\frac{7,5}{10^4}$	$\frac{1,0}{10^3}$	S ² {y} = 13,633·10 ⁻⁶	S ² {b _i } = 1,704·10 ⁻⁶	Δb _i = 4,15·10 ⁻³	S ² _{мт} = 14·10 ⁻⁶	F _p = 1,03 < F _T = 9,55						
b _i (N)	0,3467	0,18	0,15	0,3	-0,324	0,12	$\frac{2,5}{10^5}$	$\frac{5,75}{10^4}$	S ² {y} = 44,5·10 ⁻⁶	S ² {b _i } = 5,563·10 ⁻⁶	Δb _i = 7,5·10 ⁻³	S ² _{мт} = 7,94·10 ⁻⁶	F _p = 5,6 < F _T = 19,6						

Табл. 3. Вспомогательная таблица для расчёта дисперсии S^2y для уравнения (5)

Номер опыта в центре плана	P_{x_i} , Н	y_i	\bar{y}	$y_i - \bar{y}$	$(y_i - \bar{y})^2$	S^2y
1	150	2,176	$\frac{\sum_{i=1}^4 y_i}{4} = \frac{8,727}{4} = 2,1818$	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$\frac{32,49}{10^6}$	$\frac{\sum_{i=1}^4 (y_i - \bar{y})^2}{f_2} = \frac{81,537}{10^6(4-1)} = 27,17$ ($f_2 = 3$)
2	154	2,1875		$5,72 \cdot 10^{-3}$	$\frac{32,72}{10^6}$	
3	151	2,1789		$2,823 \cdot 10^{-3}$	$\frac{7,969}{10^6}$	
4	153	2,1847		$2,891 \cdot 10^{-3}$	$\frac{8,358}{10^6}$	
$\sum_{i=1}^4 y = 8,727$					$\sum_{i=1}^4 (y - \bar{y})^2 = \frac{81,537}{10^6}$	

Для уравнения регрессии (5)

$$S^2 \{b_i\} = \frac{27,17}{10^6 \cdot 8} = 3,3973 \cdot 10^6;$$

$$\Delta b_i = \pm 3,18 \sqrt{\frac{3,3973}{10^6}} = \pm 0,005866.$$

Доверительный интервал коэффициентов для уравнений (6)...(8) представлен в табл. 2.

Поскольку коэффициенты b_{13} и b_{23} в уравнениях (5)...(8) меньше доверительных интервалов Δb_i (см. табл. 2), их можно признать статистическими незначимыми и исключить из уравнений регрессии. После исключения незначимых коэффициентов уравнения (5)...(8) примут вид:

$$\hat{y}_x = 2,018 + 0,2875X_1 + 0,338X_2 + 0,195X_3 - 0,264X_4 + 0,091X_5; \quad (9)$$

$$\hat{y}_y = 2,44 + 0,27X_1 + 0,344X_2 + 0,128X_3 - 0,362X_4 + 0,14X_5; \quad (10)$$

$$\hat{y}_z = 2,77 + 0,181X_1 + 0,149X_2 + 0,062X_3 - 0,323X_4 + 0,12X_5; \quad (11)$$

$$\hat{y}_N = 0,3467 + 0,18X_1 + 0,15X_2 + 0,3X_3 - 0,324X_4 + 0,12X_5. \quad (12)$$

Для проверки гипотезы адекватности моделей, представленных уравне-

ниями (9)...(12), находят дисперсии адекватности $S_{ад}^2$. Дисперсия адекватности характеризует рассеяние эмпирических значений y_i относительно расчётных \hat{y}_i , определённых по уравнениям (9)...(12).

Дисперсии адекватности определены по формуле [4]

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{f_i}; \quad (13)$$

$$f_i = N - (K + 2),$$

где y_i – экспериментальное значение параметра оптимизации в i -м опыте; \hat{y}_i – значение параметра оптимизации в i -м опыте, вычисленное по уравнениям (9)...(12) при числе степеней свободы $f_1 = 8 - (5 + 1) = 2$; K – число факторов, $K = 5$.

Для суммы, входящей в выражение (13), и уравнения регрессии (9) составлена вспомогательная табл. 4.

Дисперсия адекватности

$$S_{ад}^2 = 15,62 \cdot 10^{-6} \quad (f_1 = 2).$$

Проверка гипотезы адекватности модели произведена по F-критерию Фишера. Для этого найдено расчётное значение критерия (отношение большей

дисперсии воспроизводимости к меньшей дисперсии адекватности):

$$F_p = \frac{S_y^2}{S_{ад}^2} = \frac{27,179 \cdot 10^6}{10^6 \cdot 15,62} = 1,74.$$

При 5-процентном уровне значимости и числах степеней свободы для числителя $f_2 = 3$ и для знаменателя $f_1 = 2$ табличное значение критерия $F_T = 19,6$.

Табл. 4. Вспомогательная таблица для расчёта

Номер опыта	y_i	\hat{y}	$y_i - \hat{y}$	$(y_i - \hat{y})^2$	$S_{ад}^2$
1	0,845	0,846	-0,001	$1 \cdot 10^{-6}$	$\frac{\sum_{i=1}^8 (y_i - \hat{y}_i)^2}{f_1} = \frac{31,24}{10^6 \cdot 2} = 15,62 \cdot 10^{-6}$
2	2,13	2,131	-0,001	$1 \cdot 10^{-6}$	
3	2,23	2,232	-0,002	$4 \cdot 10^{-6}$	
4	2,1	2,092	0,003	$9 \cdot 10^{-6}$	
5	1,414	1,411	0,003	$9 \cdot 10^{-6}$	
6	2,33	2,332	0,002	$4 \cdot 10^{-6}$	
7	2,433	2,433	0	0	
8	2,66	2,66	0,0018	$3,24 \cdot 10^{-6}$	
				$\sum 31,24 \cdot 10^{-6}$	

Так как $F_p = 1,74 < F_T = 19,6$, то модель, представленная уравнением (9), адекватна.

Результаты расчёта дисперсии $S_{ад}^2$ для уравнений (10)...(12) представлены в табл. 4. Расчёты показывают, что модели уравнений (9)...(12) адекватны, т. к. во всех случаях $F_p < F_T$.

Для перехода от кодированных значений факторов к натуральным в уравнения (9)...(12) подставлены значения факторов X_1, X_2, X_3, X_4 и X_5 из выражения (4):

$$X_1 = \frac{2(\lg S - \lg 0,8)}{\lg 0,8 - \lg 0,2} + 1;$$

$$X_2 = \frac{2(\lg t - \lg 0,8)}{\lg 0,8 - \lg 0,2} + 1;$$

$$X_3 = \frac{2(\lg V - \lg 6)}{\lg 6 - \lg 2} + 1;$$

$$X_4 = \frac{2(\lg(V_p \cdot 10^5) - \lg(4,5 \cdot 10^5))}{\lg(4,5 \cdot 10^5) - \lg(0,5 \cdot 10^5)} + 1;$$

$$X_5 = \frac{2(\lg N - \lg 6)}{\lg 5}.$$

После преобразования уравнений (9)...(12)

$$\lg P_x = 2,418 + 0,955 \lg S + 1,121 \lg t + 0,8 \lg V - 0,553 \lg(V_p \cdot 10^5) + 0,26 \lg N;$$

$$\lg P_y = 2,956 + 0,9 \lg S + 1,141 \lg t + 0,54 \lg V - 0,761 \lg(V_p \cdot 10^5) + 0,4 \lg N;$$

$$\lg P_z = 3,067 + 0,6 \lg S + 0,51 \lg t + 0,26 \lg V - 0,681 \lg(V_p \cdot 10^5) + 0,34 \lg N;$$

$$\lg N_p = 0,1067 + 0,6 \lg S + 0,51 \lg t + 1,26 \lg V - 0,681 \lg(V_p \cdot 10^5) + 0,343 \lg N.$$

Потенцируя,

$$P_x = 262 \cdot S^{0,96} \cdot t^{1,12} \cdot V^{0,8} \cdot V_p^{-0,55} \cdot N^{0,26},$$

$$P_y = 904 \cdot S^{0,9} \cdot t^{1,14} \cdot V^{0,54} \cdot V_p^{-0,76} \cdot N^{0,4},$$

$$P_z = 1167 \cdot S^{0,6} \cdot t^{0,5} \cdot V^{0,26} \cdot V_p^{-0,68} \cdot N^{0,34},$$

$$N_e = 1,28 \cdot S^{0,6} \cdot t^{0,5} \cdot V^{1,26} \cdot V_p^{-0,68} \cdot N^{0,34}. \quad (14)$$

Полученные регрессионные зависимости (14) подтвердили ранее сделанные выводы, что глубина резания и подача, а также скорость резания и чис-

ло проходов в большей степени влияют на темп роста радиальной силы P_y , чем на темп роста тангенциальной силы P_z . На тангенциальную силу P_z в наибольшей степени влияет скорость перемещения V_p режущей кромки, а затем по убывающей – подача S , глубина резания t , число проходов N и скорость резания V . То обстоятельство, что число проходов N в большей степени влияет на силу P_z , чем скорость резания V , подтверждает важность и актуальность изучения его влияния на динамику процесса.

Кроме того, введение ещё одного дополнительного параметра режима обработки (кроме скорости микроперемещения РК), а именно числа N проходов зоны резания, позволяет без потери производительности осуществить регулирование силовых и энергетических характеристик процесса с обеспечением постоянной величины какого-либо его выходного параметра.

Таким образом, полученные математические зависимости позволяют осуществить прогнозирование и опти-

мизацию силовых и энергетических параметров обработки, что даёт возможность спрогнозировать величину упругих деформаций элементов технологической системы на стадии проектирования технологического процесса и своевременно принять меры по обеспечению заданной точности обработки валов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коновалов, Е. Г. Прогрессивные схемы ротационного резания металлов / Е. Г. Коновалов, В. А. Сидоренко, А. В. Соусь. – Минск : Наука и техника, 1972. – 272 с.
2. Ротационное резание металлов / П. Н. Ящерицын [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1987. – 229 с.
3. Шатуров, Г. Ф. Прогрессивные процессы механической обработки поверхностей / Г. Ф. Шатуров, Ж. А. Мрочек. – Минск : Технопринт, 2001. – 460 с.
4. Спиридонов, А. В. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. В. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.05.2010

**A. A. Zholobov, A. N. Ryazantsev,
D. G. Shaturov**
**Dynamics of the process and effective
power while turning with multiple
micro-renewal of the cutting edge**

The paper gives the results of the research into the influence of the number of passes of the cutting edge in the cutting area upon the dynamics and the effective power of the machining process. Mathematical model is developed for the optimization of the process of turning on the basis of the obtained regression dependences.

УДК 669.017

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

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫХ НИКЕЛЕВЫХ КОМПОЗИЦИЙ В ПОЛУФАБРИКАТЫ

Приведены результаты оптимизации операций отжига и экструзии двух механически легированных композиций, полученных из шихты, состоящей из порошков никеля ПНК-ОТ2 и алюминия ПА4 (3 %), а также никеля ПНК-ОТ2, алюминия ПА4 (1,5 %) и оксида молибдена MoO_3 (3,5 %) марки ХЧ; определена и с применением центрального композиционного ортогонального планирования второго порядка описана область оптимума; установлено, что сплавы, изготовленные по оптимальной технологии, являются высокопрочными и в температурном интервале 20...1000 °С по прочности не менее, чем в 1,5 раза превосходят аналоги, но уступают последним по пластичности, причем комплексно-легированный сплав с основной упрочняющей фазой Al_2O_3 при высоких температурах имеет большую прочность, чем двойной, упрочненный алюминидом никеля Ni_3Al .

Одним из основных материалов для производства тяжело нагруженных деталей, работающих при температуре выше $0,6T_{\text{пл}}$ основы, определяющих надежность, долговечность, коэффициент полезного действия энергетических установок, является дисперсно-упрочненный никель (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель и DS-никель). Дисперсное упрочнение – эффективный метод повышения прочности материалов в интервале температур $0,6...0,9T_{\text{пл}}$ основы. В отличие от дисперсионно-упрочненных сплавов роль упрочняющих фаз в этом случае выполняют нано-/субмикроразмерные частицы термодинамически стабильных соединений, прежде всего оксидов, имеющих высокое значение модуля сдвига, стойкие против коагуляции и роста при температурах, достигающих температуры плавления основы. В сплавах ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель и DS-никель фазами, вызывающими дисперсное упрочнение, служат оксиды ThO_2 , HfO_2 , Y_2O_3 в количестве до 3 %. Технология изготовления данных материалов включает получение дисперсно-упрочненной порошковой композиции с последующей переработкой ее в полуфабрикаты методами порошковой металлургии, включающей этапы брикетирования, спекания, горячего прессования (экструзии или прокатки). 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. Для ее изготовления используются химические методы: химическое смешивание, разложение смеси солей, водородное восстановление из растворов, химическое осаждение из растворов [1]. Основными недостатками этих методов являются большая трудоемкость процесса, низкая чистота порошковой композиции, экологическая небезопасность, не-универсальность.

Указанных недостатков лишена технология, основанная на реакционном механическом легировании, заключающаяся в обработке в механореакторе реакционноспособных порошковых систем, в процессе которой протекают механически активируемые фазовые и структурные превращения, приводящие к формированию гранулированной композиции со структурой основы субмикроразмерного типа. Границы зерен и субзерен последней стабилизированы наноразмерными включениями упрочняющих фаз [2]. Исходная шихта, наряду с порошком основы, должна содержать порошки металла, имеющего высокое сродство к кислороду, и кисло-

родосодержащее соединение с низкой термодинамической стабильностью. В этом случае основной упрочняющей фазой являются синтезирующиеся в процессе реализации технологии наноразмерные частицы оксида легирующего элемента. Установлено, что в качестве упрочняющей фазы в ряде случаев эффективен оксид алюминия Al_2O_3 [3]. В отличие от ThO_2 , HfO_2 и Y_2O_3 он является нетоксичным, а стоимость алюминия, входящего в его состав, на порядок ниже стоимости Th, Hf и Y.

Технологический процесс получения механически легированных материалов включает: подбор исходных компонентов, обработку шихты в механореакторе и получение механически легированной гранулированной композиции, термическую обработку композиции или брикетов, изготовление полуфабрикатов горячим прессованием. На всех стадиях реализации технологии в той или иной мере в обрабатываемой композиции происходят фазовые и структурные превращения. Наиболее важным этапом является реакционное механическое легирование. Несмотря на некоторые изменения на последующих технологических этапах, фазовый состав, структура и свойства механически легированных композиций в основном наследуются конечным продуктом – компактным материалом.

Оптимизация состава исходной шихты и условий механического легирования, результаты которой приведены в [3], показывает, что максимальной прочностью (σ_B и σ_B^{1000}) обладают материалы, полученные из шихты порошков двух составов Ni – 3 % Al и Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO_3 , подвергнутой обработке в механореакторе вибрационного типа в течение 8...12 ч при ускорении рабочих тел – 140...150 м·с⁻², отношении объемов рабочих тел и шихты – 10...12 и степени заполнения полевой камеры рабочими телами – 80 %. При этом для первой композиции оптимальными являются нижние, а для второй

верхние значения приведенных пределов. В качестве исходных компонентов для получения сплавов служили стандартные порошки никеля ПНК-ОТ2, алюминия – ПА4 и технически чистого оксида молибдена (VI). Основа – никелевый порошок ПНК-ОТ2 в виде примесей содержал 0,2 % кислорода, связанного в оксиды никеля, являющиеся компонентами механически и термически активируемых окислительно-восстановительных превращений, протекающих в композициях.

При обработке шихты в механореакторе в системе «Ni – Al (3,0 %)» фазовыми превращениями являются механически активируемое растворение алюминия в никеле и взаимодействия между алюминием, с одной стороны, никелем и его оксидами, с другой, с образованием алюминидов никеля (Ni_3Al , $Al_{0,9}Ni_{1,1}$) и рентгеноаморфных кластеров оксидов алюминия соответственно. В композиции «Ni – Al (1,5 %) – MoO_3 (3,5 %)» основным механически активируемым превращением является взаимодействие алюминия с оксидом молибдена, вызывающим формирование кластеров оксидов алюминия и восстановление молибдена, а также связывание последнего в соединение $Mo_{1,24}Ni_{0,76}$. Наряду с участием в термодинамически выгодной реакции, вызывающей образование Al_2O_3 , часть алюминия оказывается связанной в алюминид никеля $Al_{0,9}Ni_{1,1}$.

Механически легированные композиции являются термодинамически неравновесными дисперсно-упрочненными системами, основа которых представляет собой неомогенный твердый раствор со структурой нанометрического типа, характеризующейся большой протяженностью границ зерен и субзерен, стабилизированных ультрадисперсными выделениями ($d < 5$ нм) механически синтезированных соединений. Последние, как правило, относятся к промежуточным фазам, рентгеноаморфны и приводят к дисперсному упрочнению. При этом роль упрочняющих

фаз заключается прежде всего в стабилизации границ зерен и субзерен, величина поверхности которых и определяет в основном степень упрочнения. Структура имеет следующие параметры: размер зерен ≤ 100 нм, размер блоков ≤ 50 нм, плотность дислокаций $\leq 10^{11}$ см⁻². Во всех случаях в материале присутствуют дисперсные включения ($d < 0,1$ мкм) исходных легирующих компонентов шихты в количестве, не превышающем 30 % от исходного.

Для стабилизации фазового состава и дегазации механически легированных композиций обязательной операцией является отжиг, который может сочетаться с термомеханической обработкой, направленной на получение полуфабрикатов горячей экструзией. При этом имеют место такие физико-химические процессы, как диффузия, рекристаллизация, растворение включений, выделение и рост новых фаз и другие, способствующие переходу системы к равновесному или близкому к нему состоянию. Это обеспечивает стабильность структуры и свойств, являющуюся необходимым условием надежности и долговечности изделий, работающих в жестких температурно-силовых условиях.

Целью данной работы являлись оптимизация процессов отжига и переработки в полуфабрикаты горячей экструзией холоднопрессованных брикетов из механически легированных композиций и изучение фазового состава, структуры и свойств материалов.

Методика исследования

Исследование выполнено на двух механически легированных композициях (Ni – 3 % Al и Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃). Исходные порошки, состав и условия обработки шихты в механореакторе являлись оптимальными и соответствовали приведенным в [3]. Гранулированная композиция, полученная реакционным механическим легированием, подвергалась холодному брикетированию в стальной пресс-форме методом двух-

стороннего прессования до плотности 70...75 % от теоретической. Брикетные, обладающие достаточной прочностью и неразрушающиеся при переработке, получались прессованием композиции, насыпанной в контейнер из технического железа с толщиной стенки 0,2...0,3 мм.

Отжиг холоднопрессованных брикетов проводился в вакууме при давлении, равном 50 Па. Полуфабрикаты в виде прутков диаметром 12 мм получались горячей экструзией спеченных брикетов. Температура нагрева матрицы ограничивалась теплостойкостью материала пресс-формы и составляла 600 °С. Скорость истечения материала находилась в пределах 0,13...0,17 м·с⁻¹.

Определение механических свойств проводилось на машине «Инстрон» на пропорциональных цилиндрических образцах с диаметром рабочей части 4,0 и 5,0 мм с начальной расчетной длиной 20 и 25 мм соответственно.

Оптимизация процесса экструзии осуществлялась в два этапа. На первом этапе с целью определения граничных значений факторов, являющихся необходимыми данными для оптимизации технологии, методом однофакторного эксперимента исследовано влияние условий обработки на механические свойства материалов; на втором – с использованием математического планирования экспериментов найдена и описана область оптимума.

Структура и фазовый состав исследовались стандартными методами оптической, электронной микроскопии и рентгеноструктурного анализа.

Результаты исследования и их обсуждение

Оптимизация отжига холоднопрессованных брикетов

При постоянной атмосфере (вакуум 50 Па) основными факторами, влияющими на свойства материалов при отжиге, являются температура $t_{отж}$ и время $\tau_{отж}$, значения которых варьировались в интервалах 800...1200 °С и 0,5...4,0 ч

(рис. 1 и 2).

Анализ данных (см. рис. 1 и 2) показывает, что прочность «двойного» сплава «Ni – 3 % Al» растет при увеличении температуры отжига до 900 °С. У комплексно-легированного материала, полученного из смеси порошков Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃, максимальная прочность наблюдается после термической обработки при 1000 °С. Дальнейшее повышение температуры отжига до 1200 °С приводит к некоторому разупрочнению. Однако во всех случаях прочность разрабатываемых материалов существенно выше, чем у аналогов. С увеличением температуры отжига бри-

кетов из механически легированной композиции Ni – 3 % Al относительное удлинение материала возрастает, достигая максимального значения, равного 14 %, после обработки при 1100 °С. При этом значения прочности σ_B , σ^{800} , σ^{1000} равны 940, 250 и 170 МПа соответственно. У комплексно-легированного материала Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃ существенное увеличение пластичности достигается отжигом брикетов при 1100...1200 °С. Материалы, полученные из брикетов после обработки при 1100 °С в течение 2 ч, имеют следующий комплекс свойств: $\sigma_B = 1000$ МПа, $\sigma^{800} = 330$ МПа, $\sigma^{1000} = 220$ МПа, $\delta^{20} = 10$ %.

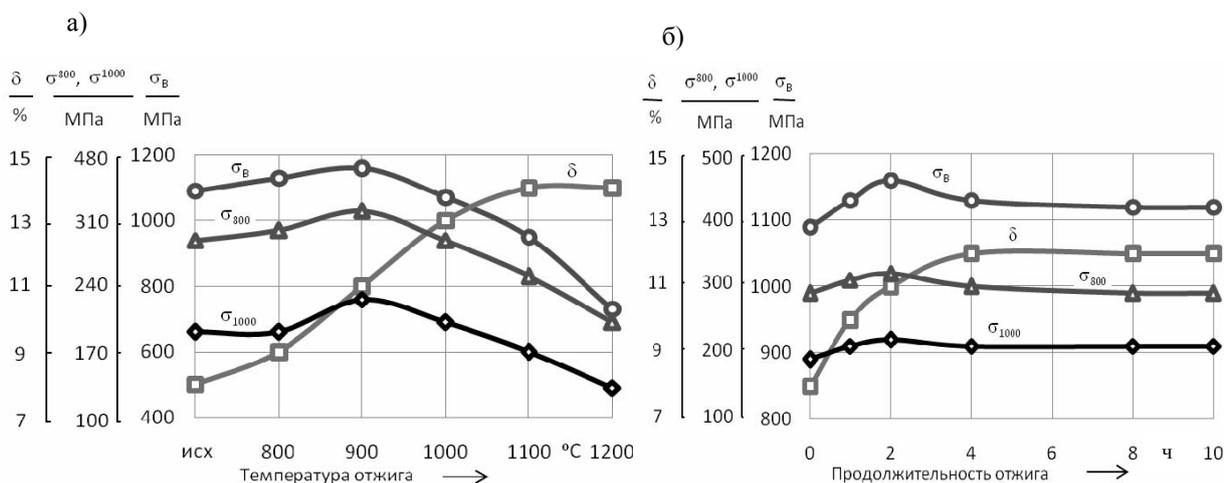


Рис. 1. Влияние температуры (а) при продолжительности 2 ч и продолжительности (б) при температуре 900 °С отжига на свойства материала состава Ni – Al (3 %)

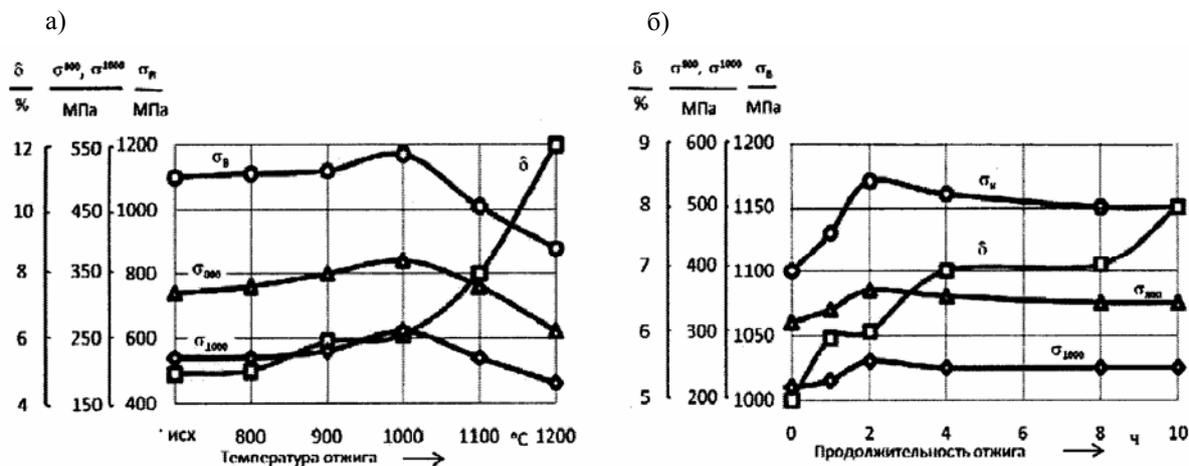


Рис. 2. Влияние температуры (а) при продолжительности 2 ч и продолжительности (б) при температуре 1000 °С отжига на свойства материала состава Ni – Al (1,5 %) – MoO₃ (3,5 %)

Необходимое время отжига при оптимальной температуре, обеспечивающее максимальную прочность, составляет 2 ч. При увеличении продолжительности обработки с 2 до 4 ч имеет место снижение прочности на 1...3 %. Дальнейшее повышение длительности до 10 ч не оказывает заметного влияния на этот параметр. Увеличение продолжительности отжига приводит к росту пластичности дисперсно-упрочненного никеля, однако при выдержке более 4 ч этот эффект становится незначительным.

Результаты исследования позволяют утверждать, что температура отжига брикетов, обеспечивающая максимальную прочность дисперсно-упрочненного никеля из двойной (Ni – 3 % Al) и тройной (Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃) механически легированных композиций равна 900 и 1000 °С соответственно. При этом продолжительность термической обработки должна составлять 2 ч.

Исходя из анализа зависимостей исследуемых параметров от температуры и продолжительности отжига, можно с большой достоверностью предположить, что совместное влияние этих факторов на свойства незначительно и не требует описания области оптимума с использованием многофакторного эксперимента не обоснована.

Зависимость свойств наноструктурного дисперсно-упрочненного никеля от параметров горячего прессования (экструзия).

Основными факторами, влияющими на свойства материалов, полученных горячей экструзией, являются температура нагрева брикета и коэффициент вытяжки. Первый фактор изменялся в интервале 1050...1200 °С, второй – в пределах 8...20. Температурный интервал ограничен прежде всего возможностью осуществления процесса экструзии и стойкостью инструментальной оснастки. Усилие, необходимое для экструзии брикетов, нагретых ниже 1050 °С, резко возрастает. Основной причиной этого яв-

ляется интенсивное охлаждение брикетов вследствие контакта с пресс-инструментом, температура которого ограничивалась теплостойкостью материала пресс-формы и составляла 600 °С. Экструзия брикетов, нагретых выше 1200 °С, разогревает элементы пресс-формы до значений, превышающих температурный порог теплостойкости, что приводит к снижению предела текучести, вызывающему недопустимую пластическую деформацию инструмента.

Резкое увеличение усилия прессования и температуры в зоне деформации ограничивает верхнее значение коэффициента вытяжки, равное 20. В то же время экструзия при вытяжке менее 8 не обеспечивает надежного металлического контакта между композиционными частицами механически легированной композиции, для формирования которого необходимо образование ювенильных поверхностей, возникающих в результате интенсивной пластической деформации.

Сравнение данных, приведенных на рис. 3 и 4, показывает, что состав исследованных композиций не оказывает существенного влияния на характер изменения свойств материалов от условий экструзии. Во всех случаях с увеличением температуры нагрева брикетов прочность снижается, а относительное удлинение увеличивается. При этом последняя зависимость близка к линейной. Увеличение коэффициента вытяжки при экструзии в обоих случаях оказывает положительное влияние на прочность полуфабрикатов. Зависимость относительного удлинения от этого фактора имеет более сложный характер – вначале рост величины коэффициента вытяжки до значений 14...17 приводит к повышению пластичности, в дальнейшем начинается ее снижение. Исходя из вышеприведенных зависимостей, можно утверждать, что значения основных факторов экструзии отожженных брикетов, обеспечивающие получение полуфабрикатов, обладающих оптимальным

комплексом свойств, находятся в интервале: температура нагрева брикета 1050...1150 °С, коэффициент вытяжки 8...20. Нагрев осуществлялся в восстано-

вительной и нейтральных атмосферах – водороде и аргоне соответственно. Заметного влияния на прочностные свойства тип атмосферы не оказывал.

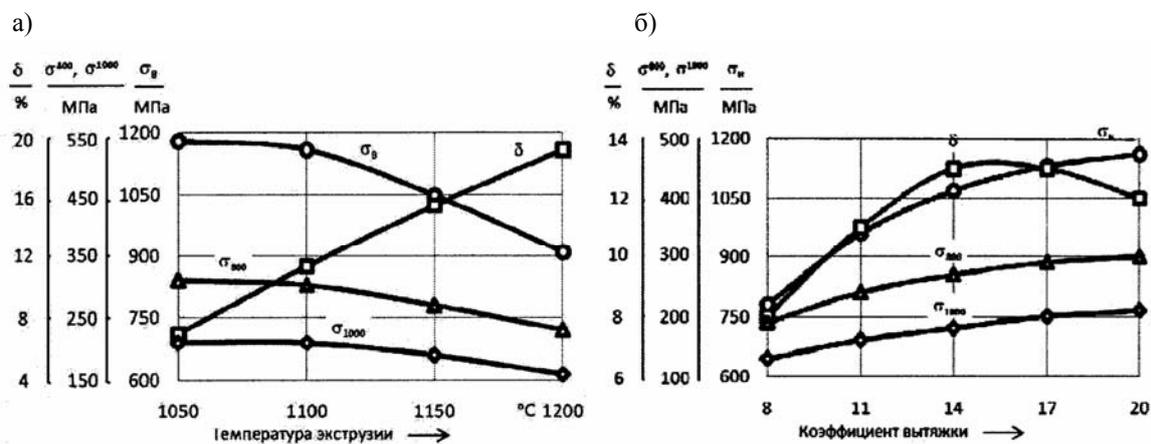


Рис. 3. Влияние условий экструзии – температуры нагрева брикета (а) и коэффициента вытяжки (б) – на свойства материала состава Ni – Al (3 %)

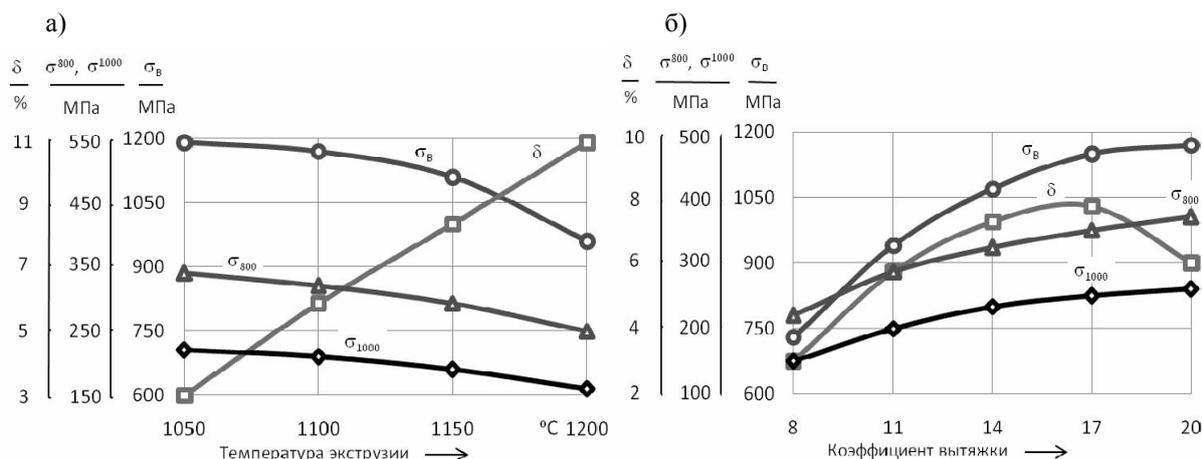


Рис. 4. Влияние условий экструзии – температуры нагрева брикета (а) и коэффициента вытяжки (б) – на свойства материала состава Ni – Al (1,5 %) – MoO₃ (3,5 %)

Полученные данные явились основой для установления граничных значений изменения факторов при описании области оптимума. Задача решалась с применением центрального композиционного ортогонального планирования второго порядка.

Матрица планирования и результаты эксперимента представлены в табл. 1. Средние значения параметров оптимизации – пределы прочности при 20 (\bar{y}_1)

и 1000 °С (\bar{y}_2), приведенные в матрице планирования, – получены по результатам двух параллельных опытов. Температура нагрева прессового инструмента составляла 580 °С, что обусловлено теплостойкостью сталей (Р6М5, 3Х2В8Ф), из которых изготавливались детали пресс-инструмента: матрица, фильера, пуансон, подставка. В результате статистической обработки экспериментальных данных (табл. 2 и 3) получены ма-

тематические модели, адекватно представляющие эксперимент:

– для материала состава Ni – 3 % Al:

а) предел прочности при растяжении σ_B , МПа

$$y_1^1 = 1062 - 63x_1 + 171x_2 - 103x_2^2; \quad (1)$$

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

$$y_2^1 = 180 - 18x_1 + 38x_2 + 8x_1x_2 - 15x_2^2; \quad (2)$$

– для материала состава Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃:

а) предел прочности при растяжении σ_B , МПа

$$y_1^2 = 1140 - 52x_1 + 206x_2 + 18x_1x_2 - 195x_2^2; \quad (3)$$

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

$$y_2^2 = 227 - 18x_1 + 52x_2 - 22x_2^2. \quad (4)$$

Графическая интерпретация моделей представлена на рис. 5 и 6.

Табл. 1. Матрица планирования и результаты эксперимента при описании области оптимума никеля при экструзии

Характеристика	Фиксированная переменная	Факторы					Параметры оптимизации			
		Основной		Производные			σ_B , МПа	σ^{1000} , МПа	σ_B , МПа	σ^{1000} , МПа
		$T_{\text{экс}}$, °С	ε	x_1x_2	$x_1^1 = x_1^2 - 2/3$	$x_2^1 = x_2^2 - 2/3$				
Основной уровень		1100	14				Материал			
Интервал варьирования (I)		50	6				Ni – 3 Al		Ni – 1,5 Al – 3,5 MoO ₃	
Верхний уровень		1150	20							
Нижний уровень		1050	8							
Код	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$x_1^1 = x_1^2 - 2/3$	$x_2^1 = x_2^2 - 2/3$	\bar{y}_1^1	\bar{y}_1^2	\bar{y}_2^1	\bar{y}_2^2
Опыты										
1	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	850	150	820	170
2	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	1180	210	1190	270
3	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1040	190	1120	240
4	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	720	100	680	140
5	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	1010	160	1090	200
6	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	1130	200	1180	250
7	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1160	210	1170	260
8	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	780	130	730	150
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1070	180	1160	230

Табл. 2. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума (материал – Ni – 3 % Al)

Параметр	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	Δb_0
σ_B , МПа	994	1062	-63	171	-3	-13	-103	± 11
σ^{1000} , МПа	170	180	-18	38	8	-5	-15	± 8

Продолжение табл. 2

Параметр	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{расч}$	$F_{0,05}^{табл}$
σ_B , МПа	± 13	± 16	± 23	409	900	9	5	2,2	3,4
σ^{1000} , МПа	± 4	± 5	± 7	39	122	9	4	3,1	3,6

Табл. 3. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума (Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃)

Параметр	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	Δb_0
σ_B , МПа	1010	1140	-52	206	18	-10	-195	± 28
σ^{1000} , МПа	212	227	-18	52	0	-2	-22	± 16

Продолжение табл. 3

Параметр	Δb_1	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{расч}$	$F_{0,05}^{табл}$
σ_B , МПа	± 14	± 17	± 24	458	765	9	4	1,7	3,6
σ^{1000} , МПа	± 8	± 10	± 14	157	74	9	5	0,47	4,3

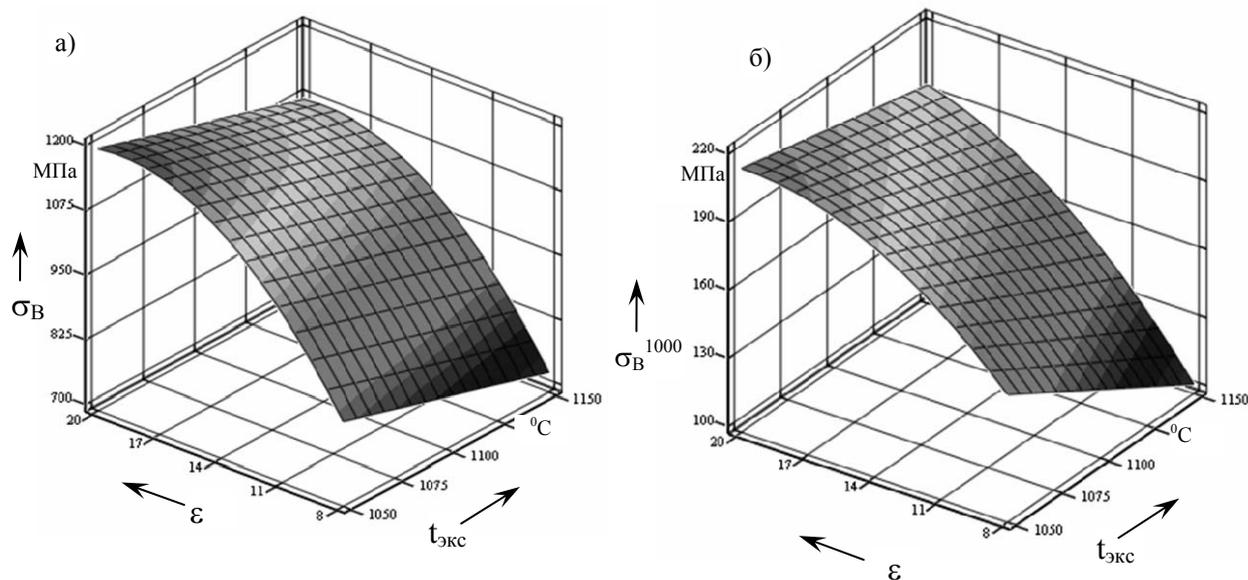


Рис. 5. Зависимость предела прочности при растяжении при 20 °С (а) и при 1000 °С (б) материала состава Ni – 3 % Al от степени обжатия ϵ и температуры нагрева брикета $t_{экс}$

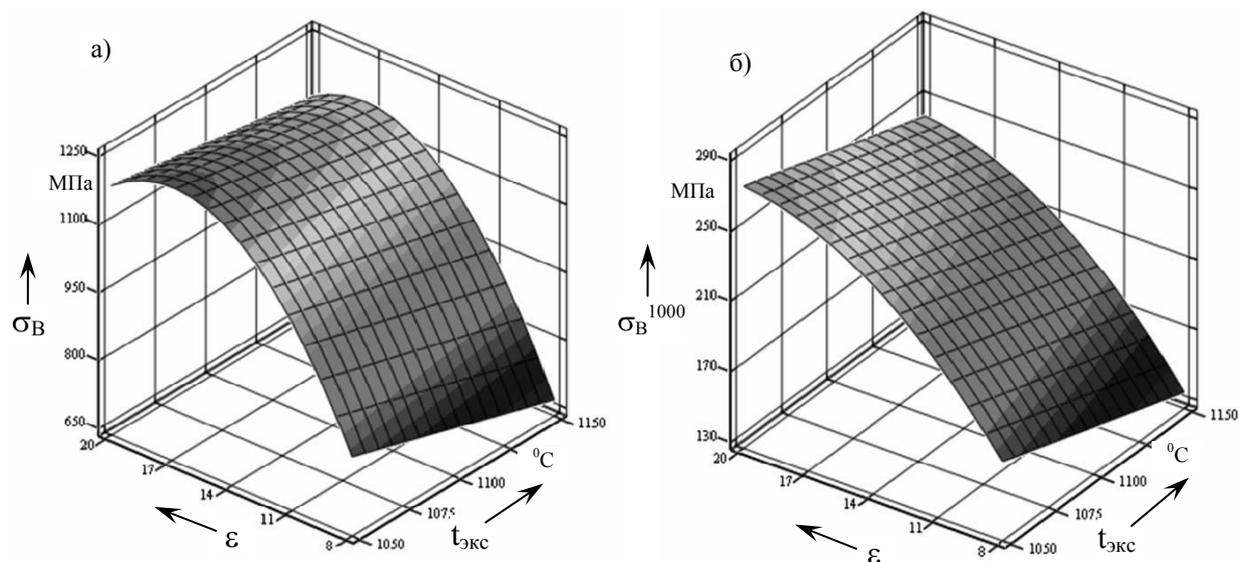


Рис. 6. Зависимость предела прочности при растяжении при 20 °С (а) и при 1000 °С (б) материала состава Ni – 1,5 % Al – 3,5 % MoO₃ от степени обжатия ϵ и температуры нагрева брикета $t_{экс}$

Анализ полученных зависимостей показывает, что в области оптимума совместное влияние температуры и степени экструзии на прочность материалов невелико. На это указывает незначительность или низкое значение коэффициента при члене x_1x_2 уравнений регрессии. Характер влияния условий экструзии на прочность исследованных материалов близок, что обусловлено одинаковым – дисперсным – механизмом их упрочнения. В исследованной области влияние на прочность коэффициента вытяжки по сравнению с температурой экструзии значительно выше. Оптимальные значения этих факторов изменяются в пределах 15...20 и 1050..1100 °С соответственно.

Материалы, полученные по технологии, основанной на реакционном механическом легировании, имеют структуру основы микрокристаллического типа со средним размером зерен не более 0,3 мкм, разделенных на блоки величиной менее 50 нм. Высокорастворимая граница зерен и субзерен основы стабилизирована в зависимости от состава материала синтезированными в процессе реализации технологии наноразмерными частицами Al_2O_3 и интерметаллидов (Ni_3Al , Ni_3Mo). Среднее значение величины первого не превышает 20 нм, вторых – 50 нм. В материалах, изготовленных из порошков никеля и алюминия, упрочняющими фазами являются алюминид никеля Ni_3Al и оксид Al_2O_3 . Содержание последнего не зависит от количества легирующей добавки и составляет примерно 1 %. В комплексно-легированной композиции основной упрочняющей фазой является оксид Al_2O_3 , дополнительной – интерметаллид Ni_3Mo . Так как, согласно равновесной термодинамике, алюминий в количестве до 5 % растворяется в никеле, основным отличием фактического фазового состава компактного материала от равновесного является наличие алюминида никеля Ni_3Al и отдельных дисперсных включений алюминия. Алюминид никеля, об-

разовавшийся в процессе реализации технологии, стоек против длительного термического воздействия и сохраняется после отжига при температурах, достигающих 1100 °С. Технология, основанная на реакционном механическом легировании, перспективна для получения высокопрочных дисперсно-упрочненных никелевых материалов.

Сплавы, полученные по оптимальной технологии, являются высокопрочными как при низкой, так и при высокой температурах. Разработанные материалы по прочности не менее чем в 1,5 раза превосходят аналоги, но уступают последним по пластичности. Как и следовало ожидать, двойной сплав, упрочненный алюминидом никеля Ni_3Al , по прочности при высоких температурах уступает комплексно-легированному с основной упрочняющей фазой Al_2O_3 , но превосходит последний по пластичности. Предел прочности при растяжении при 20 °С у первого материала варьируется в интервале 1170...1195 МПа, у второго – 1190...1195 МПа. При 1000 °С этот параметр изменяется в пределах 230...240 и 270...275 МПа соответственно.

Заключение

Оптимизация операций отжига и экструзии двух механически легированных композиций, полученных из шихты, состоящей из порошков никеля ПНК-ОТ2 и алюминия ПА4 (3 %), а также никеля ПНК-ОТ2, алюминия ПА4 (1,5 %) и оксида молибдена MoO_3 (3,5 %) марки ХЧ позволила установить, что при продолжительности, равной 2 ч, оптимальная температура термической обработки холоднопрессованных брикетов первого и второго составов, обеспечивающая максимальную прочность материала, составляет 900 и 1000 °С соответственно. Оптимальные значения температуры нагрева брикетов и коэффициента вытяжки при экструзии варьируются в пределах 1050...1100 и 15...20 °С соответственно.

Материалы, полученные по технологии, основанной на реакционном меха-

ническом легировании, имеют структуру основы микроструктурного типа со средним размером зерен не более 0,3 мкм, разделенных на блоки величиной менее 50 нм. Высокорастворимая граница зерен и субзерен основы стабилизирована в зависимости от состава материала синтезированными в процессе реализации технологии наноразмерными частицами Al_2O_3 и интерметаллидов (Ni_3Al , Ni_3Mo). Среднее значение величины первого не превышает 20 нм, вторых – 50 нм. В материалах, изготовленных из порошков никеля и алюминия, упрочняющими фазами являются алюминид никеля Ni_3Al и оксид Al_2O_3 . Содержание последнего не зависит от количества легирующей добавки и составляет примерно 1 %. В комплексно-легированной композиции основной упрочняющей фазой является оксид Al_2O_3 , дополнительной – интерметаллид Ni_3Mo .

Сплавы, полученные по оптимальной технологии, являются высокопрочными как при низкой, так и при высокой температурах. Разработанные материалы по прочности не менее чем в 1,5 раза превосходят аналоги, но уступают последним по пластичности.

Двойной сплав, упрочненный алюминием никеля Ni_3Al , по прочности при высоких температурах уступает комплексно-легированному с основной упрочняющей фазой Al_2O_3 , но превосходит последний по пластичности. Предел прочности при растяжении при 20 °С у первого материала варьируется в интервале 1170...1195 МПа, у второго – 1190...1195 МПа. При 1000 °С этот параметр изменяется в пределах 230...240 и 270...275 МПа соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Портной, К. И.** Композиционные материалы на никелевой основе / К. И. Портной, Б. Н. Бабич, И. Л. Светлов. – М. : Металлургия, 1979. – 264 с.
2. **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.
3. **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
Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 02.04.2010

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko **Optimization of the technology of reprocessing** **of mechanically alloyed dispersion-strengthened** **nickel compositions into semifinished products**

The paper gives the results of the optimization of annealing and extrusion of two mechanically alloyed compositions obtained from the mixture of powders of nickel ПНК-ОТ2 and aluminum ПА4 (3 %), and also the mixture of nickel ПНК-ОТ2, aluminum ПА4 (1,5 %) and molybdenum oxide MoO_3 (3,5 %) of ХЧ grade. The optimal area is defined and described by applying the central compositional orthogonal planning of the second order. It is determined that the alloys obtained by using the optimal technology are high-strength alloys and in the temperature range of 20...1000 °С their strength is not less than 1,5 times higher than that of their analogs, but they are inferior to the latter as far as their plasticity is concerned. The complex-doped alloy with the master strengthening phase Al_2O_3 has higher strength at high temperatures than the binary alloy strengthened by nickel aluminide Ni_3Al .

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.**

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ ДВУХКОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

В работе рассматриваются дисковые тормозные механизмы, имеющие различные типы нажимных устройств. Проанализированы преимущества и недостатки дисковых тормозных механизмов с гидравлическим и механическим приводами. Приведены конструкции разработанных дисковых тормозов с механическим нажимным устройством. Определены задачи по совершенствованию разработанных тормозов, рассмотрены принятые решения.

Тормозные механизмы относятся к механизмам для преобразования кинетической энергии в механическую работу фрикционных элементов и могут быть использованы в рабочей тормозной системе колесного транспортного средства [1, 2].

Главными вопросами при рассмотрении тормозных механизмов являются выбор типа используемого нажимного устройства и выбор вида используемого привода.

Большинство дисковых тормозов имеет гидравлический привод. Гидравлический привод мотоциклетного дискового тормоза состоит из главного тормозного цилиндра, закрепленного на руле, шланга и рабочего тормозного цилиндра, расположенного в тормозной скобе. При нажатии на рычаг тормоза поршень главного тормозного цилиндра создает давление тормозной жидкости, которое через шланг передается поршню рабочего цилиндра, воздействующего на тормозные колодки. Колодки, прижимаясь к тормозному диску с противоположных сторон, замедляют частоту вращения или полностью останавливают вращение тормозного диска.

Гидравлический привод дискового тормоза мотоцикла обеспечивает возможность распределения тормозного усилия с помощью ограничительных или уравнивающих клапанов.

Наиболее распространены две конструктивные схемы дисковых тормозов с гидравлическим приводом.

Первый конструктивный вариант тормозного механизма с гидравлическим приводом содержит неподвижную скобу и два расположенных в скобе рабочих поршня, к которым одновременно подается тормозная жидкость, вследствие чего колодки с накладками с обеих сторон прижимаются поршнями к тормозному диску.

Вторая конструкция тормозного механизма содержит плавающую скобу и один поршень, расположенный в скобе, к которой с противоположной стороны крепится вторая колодка. Благодаря тому, что скоба может перемещаться в пазах кронштейна, перемещение поршня и колодки с накладкой при подаче тормозной жидкости после соприкосновения с тормозным диском вызывает перемещение скобы вместе с закрепленной на ней колодкой в противоположном направлении, вследствие чего обе колодки прижимаются к диску. При плавающей скобе ход поршня в 2 раза больше, чем при неподвижной [1–4].

Гидравлический привод способен значительно усиливать передаваемую силу, благодаря чему достигается необходимое тормозное усилие. Поэтому приходится мириться с его сложностью, высокой стоимостью и опасностью потери работоспособности при нередком выходе из строя тормозного шланга.

Вероятность выхода из строя тормозных шлангов ограничивает давление в тормозной системе, что приводит к необходимости использования много-

поршневых дисковых тормозных механизмов или к повышению стоимости тормозных шлангов. Это означает, что использование гидропривода влечет за собой как увеличение общей стоимости мотоцикла, так и его сложности. В то же время объективная реальность требует снижения стоимости мотоцикла, обеспечения максимальной простоты в обслуживании и ремонте при одновременном соответствии мотоцикла высоким требованиям безопасности движения и динамическим показателям.

Именно удовлетворение этих требований и определило использование дисковых тормозов с механическим приводом. Невысокая стоимость и надежность, обусловленная несложным устройством в сочетании с достаточной эффективностью, делают применение таких приводов наиболее выгодным.

Однако небольшая степень усиления передаваемой нагрузки, требующая значительных приводных усилий, является главным недостатком всех последних конструкций дисковых тормозов с механическим приводом, и это основная причина, сдерживающая их широкое внедрение. В целом проблема создания дискового тормоза с механическим приводом, обладающего высокой эффективностью и степенью усиления передаваемой приводом нагрузки, наряду с простотой устройства и обслуживания, весьма актуальна.

Ранее был разработан дисковый тормозной механизм [6], содержащий корпус 3, установленную на нем скобу 1, охватывающую тормозной диск 4, ходовой винт 5 с тормозным рычагом 6, две колодки 2 и 13 с фрикционными накладками, одна из которых (2) жестко закреплена на одном конце скобы, а другая (13) выполнена в виде гайки и подвижно установлена на другом конце скобы, в котором выполнено сквозное отверстие с резьбовым участком, сопряженным с ходовым винтом 5 (рис. 1 и 2). Ходовой винт 5 имеет два участка

резьбы противоположной направленности. Одним участком резьбы ходовой винт 5 сопряжен со скобой 1, другим – с гайкой – колодкой 13. Скоба установлена на корпусе с возможностью перемещения параллельно оси вращения диска [2].

В разработанном дисковом тормозе с механическим приводом основу нажимного механизма составляет силовая винтовая передача скольжения.

Передача винт–гайка или винтовой механизм, или винтовая пара (далее по тексту – винтовая передача), служит для преобразования вращательного движения рычага 6 в поступательное движение ходового винта 5 и передачи усилий, прижимающих тормозные колодки 2 и 13 к тормозному диску 4.

Достоинствами данного нажимного устройства являются возможность передачи больших усилий, точность и равномерность перемещений, плавность и бесшумность действия, возможность реализации большого передаточного числа, простота преобразования вращательного движения в поступательное и обеспечения самоторможения, возможность осуществления быстрых перемещений за счет применения многозаходных винтов.

Однако нажимное устройство тормоза характеризуется увеличенным размером вдоль оси ходового винта, а также высокими контактными напряжениями на поверхности резьбы, которые к тому же неравномерно распределены между витками резьбы.

При создании нового тормозного механизма необходимо было решить следующие задачи: повышение эффективности тормозного механизма, снижение контактных напряжений на поверхностях исполнительных элементов, сокращение размера механизма в направлении, параллельном оси тормозного диска.

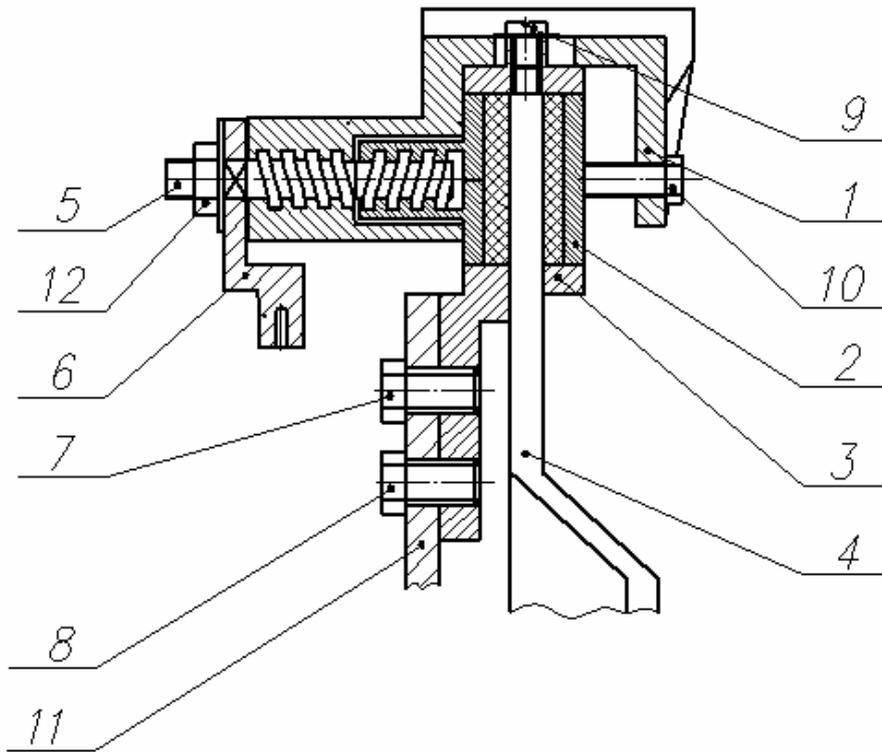


Рис. 1. Дисковый тормоз (разрез)

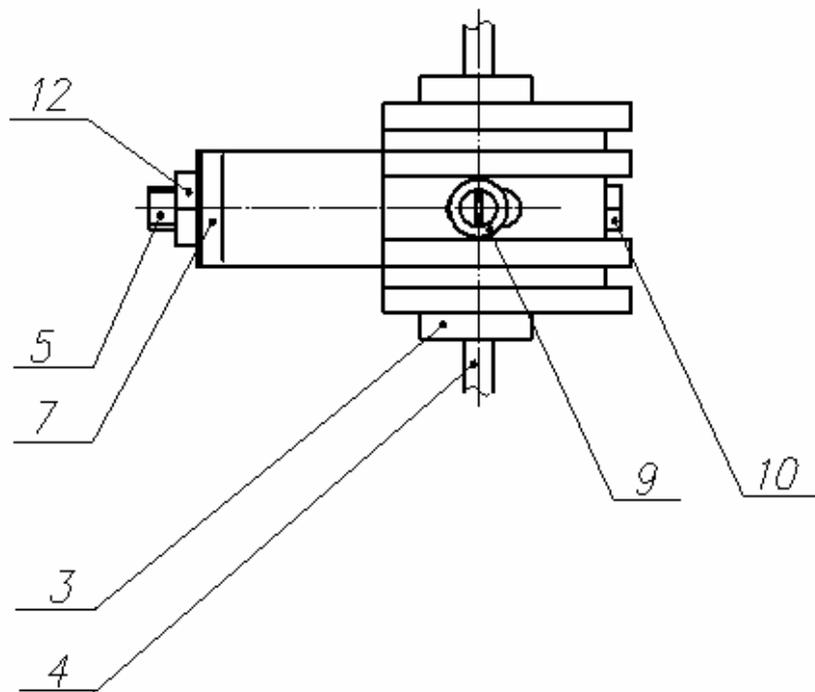


Рис. 2. Дисковый тормоз (вид сверху)

Дисковый тормозной механизм [5] содержит корпус 3, тормозную скобу 1, тормозные колодки 2 и 15, тормозной диск 4 и приводной рычаг 7, подвижный цилиндр 13 с неподвижно установленными на его поверхности

штифтами 6, имеющий возможность перемещаться вдоль собственной оси, параллельной оси вращения тормозного диска 4, за счет скольжения штифтов 6 по наклонным пазам, выполненным в скобе 1 (рис. 3 и 4).

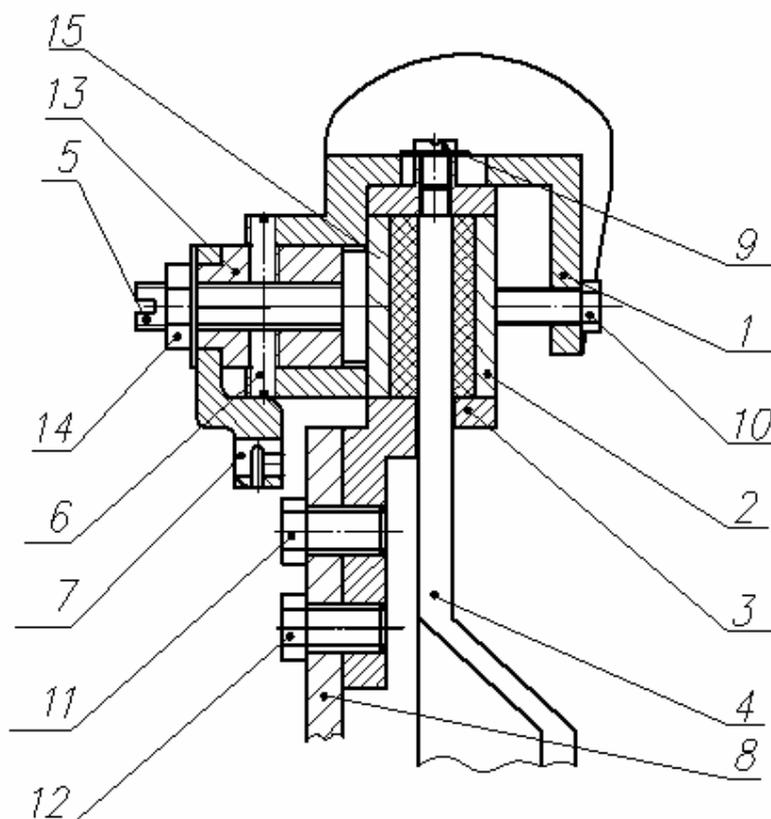


Рис. 3. Дисковый тормоз (разрез)

Винты 5 и 10 служат для первоначального регулирования положения тормозных колодок 2 и 15 относительно тормозного диска 4 при сборке тормозного механизма, а также для уменьшения зазора между колодками 2, 15 и диском 4, увеличивающегося в процессе эксплуатации тормозного механизма. Фиксирующий винт 9 выполняет функцию направляющего элемента при перемещениях скобы 1. Корпус тормозного механизма 3 закреплен с помощью болтов 11 и 12 к кронштейну 8, расположенному на трубе

передней вилки мотоцикла, или к тормозному щиту какого-либо другого транспортного средства.

При повороте рычага 7 под действием тросового привода происходит поворот цилиндра 13, на боковой поверхности которого неподвижно установлены штифты 6. При вращении цилиндра 13 штифты 6 скользят по наклонным пазам, выполненным в цилиндрической части тормозной скобы 1. При вращении цилиндра 13 одновременно происходит его перемещение вдоль своей оси,

параллельной оси тормозного диска 4. Перемещаясь, цилиндр 13 прижимает тормозную колодку 15 к диску 4. Осевое перемещение цилиндра 13 вызыва-

ет реактивное движение скобы 1, которая прижимает другую тормозную колодку 2 к тормозному диску 4 с другой стороны.

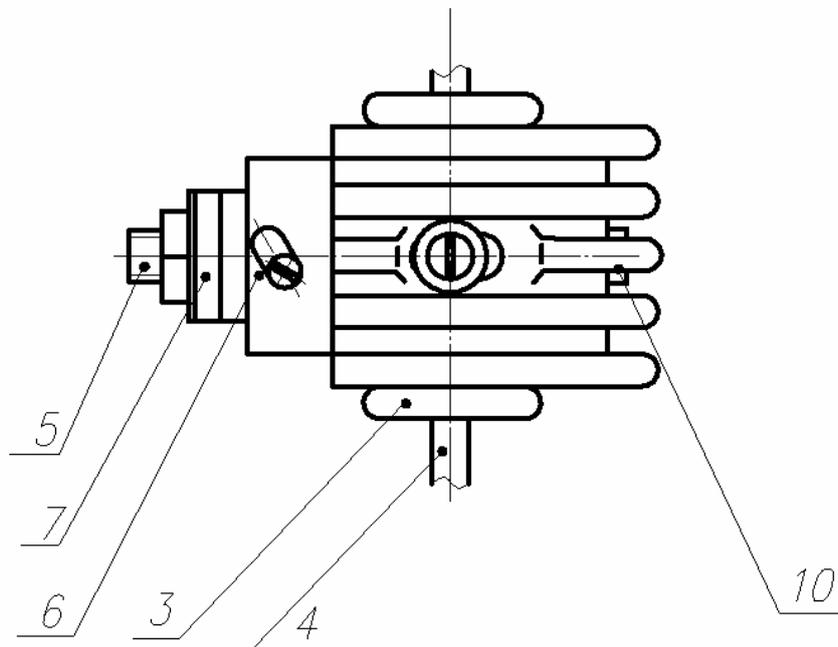


Рис. 4. Дисковый тормоз (вид сверху)

Приводной рычаг 7, закрепленный с помощью гайки 14 на винте 5, поворачивается под действием механического привода, например стального троса в оболочке.

При снятии управляющего воздействия с органов управления тормозной системы тормозные колодки 2 и 15 возвращаются в нейтральное положение.

Разработанный дисковый тормозной механизм [5] реализовывает преимущества, достигнутые в дисковом тормозе с винтовым нажимным устройством [6]: возможность передачи больших усилий, точность и равномерность перемещений, плавность и бесшумность действия, возможность реализации большого передаточного числа, простота преобразования вращательного движения в поступательное и обеспечения самоторможения, возможность осуществления быстрых перемещений.

Нажимное устройство, в свою очередь, имеет свое преимущество – возможность задавать закон движения тормозных колодок при перемещении их по направлению к тормозному диску. Закон движения колодок можно определять, задавая кривизну пазов, которые выполнены в тормозной скобе и по которым движутся штифты, связанные с подвижным цилиндром.

Разработанная конструкция позволяет уменьшить контактные напряжения на элементах нажимного устройства. Снижение контактных напряжений достигается распределением нагрузки среди штифтов 6, работающих в паре с пазами. При увеличении количества пазов и штифтов 6 уменьшается нагрузка, приходящая на каждый штифт. В данном случае штифт 6, скользящий по пазу, можно рассматривать как участок резьбы, когда взаимодействие резьбовых

поверхностей рассматривается как скольжение тела по наклонной поверхности. Учитывая, что в процессе создания усилий прижатия резьбовым соединением основную часть нагрузки воспринимают первые витки резьбы, можно считать, что пазы, работающие в паре со штифтами 6, представляют собой первые витки резьбы. Соответственно при увеличении количества штифтов 6, работающих в паре с пазами, увеличивается количество первых витков резьбы, на которые и приходится основная нагрузка. Большого количества первых витков резьбы при использовании резьбового соединения можно добиться увеличением числа заходов резьбы, однако это вызывает дополнительное усложнение технологического процесса изготовления составляющих резьбового соединения (как правило, число заходов резьбы не превышает трех).

Конструкция взаимодействующих элементов нажимного устройства позволяет добиться уменьшения его размера, а следовательно, всего тормозного механизма в направлении, параллельном оси тормозного диска. Одним из элементов является цилиндрическая часть тормозной скобы 1, имеющая наклонные пазы, в которые входят штифты 6, расположенные на образующей поверхности цилиндра 13, являющегося вторым элементом нажимного устройства и расположенного в отверстии цилиндрической части тормозной скобы 1. Учитывая, что зазор между тормозными колодками 2, 15 и тормозным диском 4 составляет, как правило, 0,1...0,3 мм, длина пазов, по которым двигаются штифты 6, невелика, как правило, не более 10 мм, длина цилиндра – не более 20 мм. Оптимальный угол наклона пазов с точки зрения обеспечения максимального коэффициента полезного действия и достижения необходимого нажимного усилия составляет $23...25^{\circ}$ относительно оси цилиндра 13.

Благодаря подобному способу взаимодействия цилиндра 13 с тормозной скобой 1 сокращается размер тормозного механизма в направлении, параллельном оси тормозного диска 4.

Повышения эффективности тормозного механизма можно добиться снижением потерь на трение на взаимодействующих поверхностях нажимного устройства. Для нажимного устройства, использующего штифты 6, работающие в паре с пазами, уменьшения потерь на трение можно добиться, используя втулки, установленные на штифты 6 с возможностью вращения относительно оси штифта 6. Втулки позволяют заменить трение скольжения на трение качения. Значительно сложнее добиться этого в винтовой паре, где замена трения скольжения на трение качения требует использования тел качения в передаче. Соответственно, в этом случае получена шарико-винтовая передача, сложность и стоимость которой явно выше сложности и стоимости винтовой передачи с трением скольжения и тем более нажимного устройства, использующего штифты 6, работающие в паре с пазами.

Заключение

Разработанное нажимное устройство [5] дискового тормозного механизма с механическим приводом сочетает в себе преимущества винтового нажимного устройства и имеет особенности, позволяющие повысить эффективность и надежность тормоза.

При выборе конфигурации пазов кривыми различного рода появляется возможность задавать закон движения тормозных колодок при перемещении их к тормозному диску.

В предлагаемой конструкции дискового тормозного механизма значительно уменьшаются контактные напряжения на рабочих поверхностях исполнительных элементов, т. к. в передаче нажимно-

го усилия участвуют одновременно несколько штифтов 6, в отличие от предыдущей конструкции, в которой основную часть нагрузки воспринимают только первые витки резьбы.

Количество штифтов, а соответственно, и количество пазов не ограничены. Располагая их равномерно по окружности, можно добиться снижения контактных напряжений на рабочих поверхностях, а также уменьшить размер нажимного устройства в осевом направлении.

Повышение эффективности тормозного механизма достигается использованием втулок, установленных на штифтах, что не требует изменения конструкции нажимного устройства и в то же время позволяет перейти от трения скольжения к трению качения, уменьшив тем самым потери на трение в механизме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сазонов, И. С.** Динамика колесных машин / И. С. Сазонов, П. А. Амелеченко, В. А. Ким. – 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.
3. **Пат. 2299140 РФ, МКИ⁶ В 60 Т С1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
4. **Пат. 9589 ВУ, МПК В 60 Т 8/00 С1.** Способ регулирования торможением автопоезда / А. С. Мельников [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020; заявл. 11.08.04 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
5. **Пат. 4005 ВУ, МПК F 16 D 55/00.** Тормозной механизм / И. С. Сазонов [и др.] ; заявл. 04.05.07 ; опубл. 17.10.07 // Афіцыйны бюл. Вынаходствы. Карысныя мадэлі. Прамысловыя ўзоры. – 2007. – № 5. – С. 30.
6. **Пат. 4640 ВУ, МКИ С1 F 16 D 55/00.** Дисковый тормоз / Г. И. Мамити [и др.] ; заявл. 05.08.98 ; опубл. 18.04.02 // Афіцыйны бюл. / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь – 2002. – № 3. – С. 30.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.05.2010

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Disk brakes of the two-wheeled vehicle

The paper deals with disk brake mechanisms having various types of pressing devices. Advantages and disadvantages of disk brake mechanisms with hydraulic and mechanical drives are analyzed. The designs of developed disk brakes with the mechanical pressing device are described. The tasks to improve the designed brakes are defined, the decisions taken are examined, allowing solving the formulated problems.

УДК 621.833.6

М. Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Д. В. Давыденко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ В СТАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Приведены результаты экспериментальных исследований вращающих моментов на ведущем и ведомом валах и КПД планетарных фрикционных передач в статических условиях. Исследованы радиальные шарикоподшипники 106, 107, 206, 207, 306, 307. Рассмотрены эксплуатационные возможности фрикционных шарикоподшипниковых передач. Приведены данные, необходимые для проектирования нажимного устройства в таких передачах. Предложены области применения устройств, использующих шарикоподшипниковые редуцирующие узлы.

В приводах машин, механизмов и технологического оборудования для снижения частоты вращения ведущего вала используют редуцирующие механизмы. В качестве таких механизмов используют различные передачи, отличающиеся своими размерами, передаваемыми нагрузками, передаточными отношениями и другими характеристиками.

Во многих случаях крупногабаритные редукторы можно заменить компактными, легкими и весьма простыми шариковыми планетарно-фрикционными редукторами. Вследствие замены трения скольжения в зубчатых редукторах на трение качения в шариковых повышается общий ресурс работы привода.

В известных конструкциях планетарных фрикционных шариковых передач имеются существенные недостатки. Прежде всего это сложность изготовления, т. к. в этих передачах используются высокоточные специальные кольца с дорожками качения на их цилиндрических поверхностях [1]. Изготовление таких дорожек качения, особенно на внутренней поверхности, и редуктора в целом требует применения специального оборудования и инструмента, что вызывает определенные сложности. Нажимной механизм в специальных конструкциях фрикционных шариковых передач не позволяет надежно регулировать натяг в шариковом зацеплении, имеет сложную и несовершенную кон-

струкцию. В ряде случаев такой механизм отсутствует вовсе, а натяг в этом случае достигается условиями сборки передачи [2].

В качестве фрикционного шарикового редуктора можно использовать стандартный радиальный шариковый подшипник, который лишен указанных недостатков, т. к. является точным планетарным механизмом, не требующим дополнительной регулировки.

Если в таком фрикционном планетарном механизме, построенном на основе стандартного радиального шарикоподшипника, внутреннее кольцо связать с ведущим валом двигателя, а сепаратор – с ведомым валом привода, то при заторможенном наружном кольце получится фрикционная шарикоподшипниковая передача типа 2К–Н. Основным элементом, который необходимо добавить к данной фрикционной передаче, является нажимное устройство, которое должно создавать натяг в шарикоподшипнике.

Данная работа посвящена установлению зависимостей между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах передачи и осевым расклинивающим усилием в шариковом зацеплении. Проводились экспериментальные исследования планетарных фрикционных передач, построенных на основе радиальных шарикоподшипников 106, 107, 206, 207, 306, 307. Все подшипники имели класс точности 0, а передачи были по-

строены в одном и том же корпусе и имели одинаковые конструкции (рис. 1). В них только менялись исследуемые шарикоподшипники.

Конструкция передач содержит корпус 1, крышку 2, ведущий 4 и ведомый 3 валы, установленный в неподвижной втулке, связанной с корпусом, исследуемый подшипник 5, наружное кольцо 6 которого заторможено в неподвижной втулке, а внутреннее коль-

цо 7 плотно насажено на ведущий вал 4. На ведущем валу 4 установлена нажимная втулка 8, которая может перемещаться в осевом направлении при помощи гайки 9 и упорного подшипника 10. На нажимной втулке 8 крепится стойка 11 для закрепления индикатора 12. Гофрированные пружины 13, на которые опирается нажимная втулка 8, служат для создания натяга в исследуемом подшипнике.

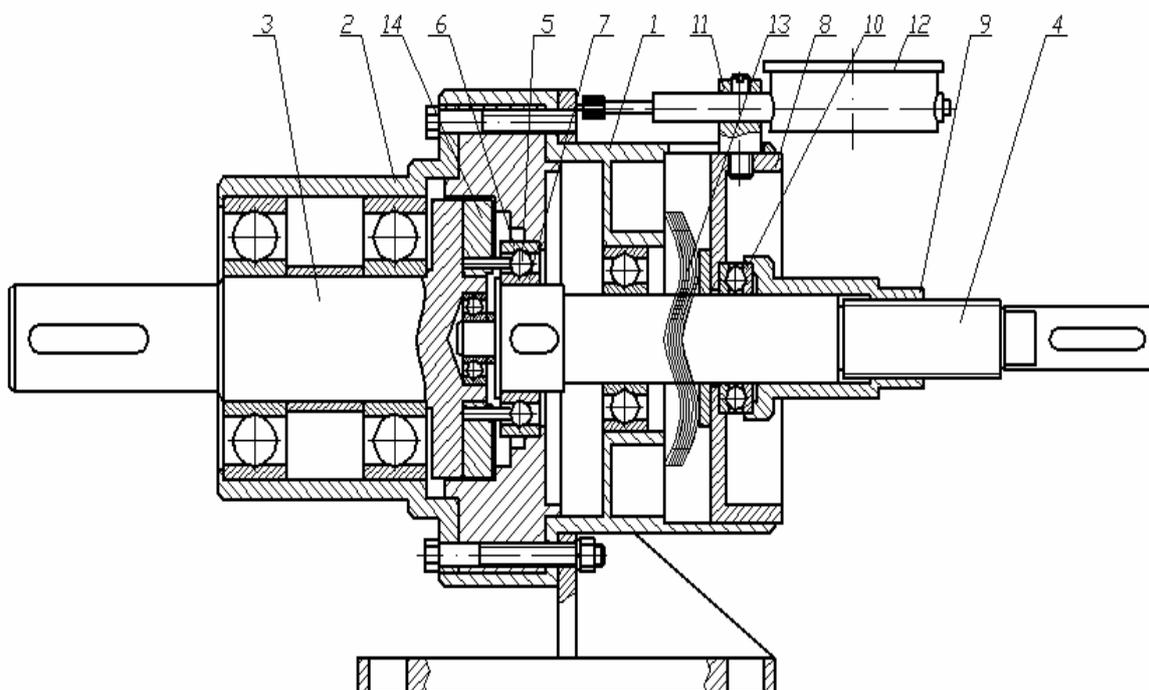


Рис. 1. Экспериментальная фрикционная шарикоподшипниковая передача

При вращении ведущего вала 4 вращается внутреннее кольцо подшипника; наружное кольцо не вращается, поэтому шарики получают планетарное движение вокруг оси подшипника и увлекают за собой водило 14 с роликами, концы которых размещены в углублениях сепаратора шарикоподшипника. Водило жестко связано с ведомым валом 3. Для регулирования (например, увеличения) передаваемого момента вращают гайку 9. При этом происходит перемещение влево нажимной втулки 8 и сжатие пружин 13. Силы сжатия пружин 13

воздействуют на втулку 8 и через гайку 9 передаются на ведущий вал 4, стремясь переместить его вправо вместе с внутренним кольцом подшипника. Контролируют величину расклинивающих усилий по показаниям индикатора 12 и результатам тарировки пружин 13.

Экспериментальные исследования проводились на специальном испытательном стенде, схема которого представлена на рис. 2. Стенд содержит основание 1, нагрузитель 2 (порошковый электромагнитный тормоз ПТ – 16М с обмоткой возбуждения 3), испытуемую

передачу 4, блок питания 5 нагрузителя и муфту 7 для соединения ведомого вала передачи с валом тормоза. На конце ведущего вала передачи закреплен рычаг 6, служащий для привода этого вала во вращение.

Измерения выполнялись следующим образом. Сначала задавалось осевое расклинивающее усилие в передаче, затем посредством рычага 6 и специального динамометрического устройства (на схе-

ме не показано) приводился в движение ведущий вал. Момент на ведомом валу регистрировался в самом начале вращения при помощи индикатора часового типа, расположенного на тормозе. Показание индикатора 0,01 мм соответствовало 0,554 Н·м. Нагружение ведомого вала передачи осуществлялось при помощи электромагнитного тормоза путем подачи на его обмотку возбуждения регулируемого напряжения от блока питания.

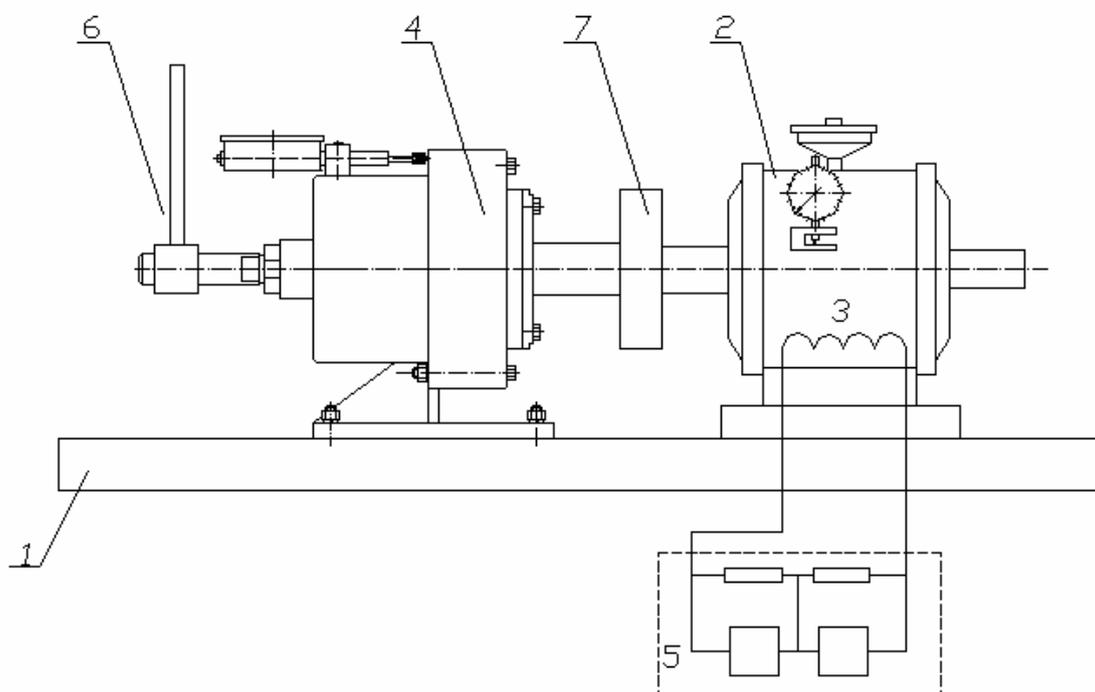


Рис. 2. Схема стенда для исследования фрикционной шарикоподшипниковой передачи

Были проведены две серии экспериментов. В первой серии применялись подшипники со смазкой. В качестве смазки использовался солидол жировой ГОСТ 1033-79. Во второй серии применялись подшипники без смазки. Для каждой серии были проведены 12 измерений, в которых осевое усилие P изменялось от 53 до 1284 Н. При каждом усилии выполнялось по четыре нагружения и измерения.

Использование методов математической статистики для обработки экспе-

риментальных данных [3] позволило установить, что полученные зависимости имеют линейный вид. В общем случае модель в линейном виде может быть представлена соотношением

$$y = a_0 + a_1 x. \quad (1)$$

В табл. 1...4 представлены все полученные зависимости в виде формулы (1) и для каждой из них рассчитан коэффициент корреляции R .

Табл. 1. Зависимости вращающего момента M_1 от осевого усилия P

Номер серии подшипника	Подшипник со смазкой		Подшипник без смазки	
	M_1	R	M_1	R
106	$M_1 = 0,003 \cdot P + 1,172$	0,993	$M_1 = 0,003 \cdot P + 1,495$	0,996
107	$M_1 = 0,007 \cdot P + 0,665$	0,991	$M_1 = 0,006 \cdot P + 2,446$	0,997
206	$M_1 = 0,008 \cdot P + 1,783$	0,997	$M_1 = 0,007 \cdot P + 1,376$	0,997
207	$M_1 = 0,008 \cdot P + 1,464$	0,997	$M_1 = 0,007 \cdot P + 1,749$	0,999
306	$M_1 = 0,008 \cdot P + 1,942$	0,994	$M_1 = 0,007 \cdot P + 2,039$	0,999
307	$M_1 = 0,008 \cdot P + 1,954$	0,992	$M_1 = 0,006 \cdot P + 3,807$	0,998

Табл. 2. Зависимости вращающего момента M_2 от осевого усилия P

Номер серии подшипника	Подшипник со смазкой		Подшипник без смазки	
	M_2	R	M_2	R
106	$M_2 = 0,006 \cdot P + 2,077$	0,990	$M_2 = 0,006 \cdot P + 2,449$	0,998
107	$M_2 = 0,014 \cdot P + 1,091$	0,995	$M_2 = 0,010 \cdot P + 4,158$	0,996
206	$M_2 = 0,016 \cdot P + 3,382$	0,998	$M_2 = 0,012 \cdot P + 2,740$	0,997
207	$M_2 = 0,017 \cdot P + 2,636$	0,998	$M_2 = 0,013 \cdot P + 3,566$	0,998
306	$M_2 = 0,017 \cdot P + 3,268$	0,995	$M_2 = 0,015 \cdot P + 3,895$	0,999
307	$M_2 = 0,006 \cdot P + 3,586$	0,989	$M_2 = 0,013 \cdot P + 7,010$	0,997

Табл. 3. Зависимости вращающих моментов M_1 от M_2

Номер серии подшипника	Подшипник со смазкой		Подшипник без смазки	
	M_1	R	M_1	R
106	$M_1 = 0,484 \cdot M_2 + 0,175$	0,99	$M_1 = 0,531 \cdot M_2 + 0,194$	0,99
107	$M_1 = 0,487 \cdot M_2 + 0,157$	0,99	$M_1 = 0,628 \cdot M_2 - 0,162$	0,99
206	$M_1 = 0,486 \cdot M_2 - 0,079$	0,99	$M_1 = 0,532 \cdot M_2 - 0,076$	0,99
207	$M_1 = 0,487 \cdot M_2 + 0,281$	0,99	$M_1 = 0,51 \cdot M_2 - 0,068$	0,99
306	$M_1 = 0,504 \cdot M_2 + 0,141$	0,99	$M_1 = 0,5 \cdot M_2 + 0,132$	0,99
307	$M_1 = 0,443 \cdot M_2 + 0,611$	0,99	$M_1 = 0,472 \cdot M_2 + 0,507$	0,99

Табл. 4. Зависимости КПД передач от осевого усилия Р

Номер серии подшипника	Подшипник со смазкой		Подшипник без смазки	
	η	R	η	R
106	$\eta = 0,0001 \cdot P + 0,787$	0,91	$\eta = 4 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,79$	0,74
107	$\eta = 0,0001 \cdot P + 0,798$	0,81	$\eta = 1,87 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,76$	0,57
206	$\eta = 6 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,834$	0,80	$\eta = 1,48 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,857$	0,57
207	$\eta = 7 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,789$	0,85	$\eta = 5,7 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,886$	0,22
306	$\eta = 3 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,820$	0,80	$\eta = 3,07 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,856$	0,58
307	$\eta = 0,0001 \cdot P + 0,776$	0,95	$\eta = 5,48 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,825$	0,77

По результатам проведения эксперимента были построены графики (рис. 3...6), на которых цифрами 1...6 обозначены графики для подшипников 106, 107, 206, 207, 306 и 307 соответственно.

Рис. 3 и 4 иллюстрируют зависимости моментов M_1 и M_2 от осевого расклинивающего подшипник усилия Р. Видно, что эти зависимости являются линейными с достаточно высоким коэффициентом корреляции, причем величина передаваемых моментов без смазки заметно превышает величину тех же моментов со смазкой. По-видимому, это происходит из-за того, что при использовании подшипника без смазочного материала сила трения между шариками и дорожками качения подшипника больше, чем при наличии смазки, и это приводит к возрастанию передаваемых моментов. Например, при использовании смазочного материала в 206 подшипнике при осевом расклинивающем усилии $P = 749$ Н величины моментов $M_1 = 3,73$ Н·м, $M_2 = 7,94$ Н·м, а без использования смазки $M_1 = 6,37$ Н·м, $M_2 = 12,1$ Н·м.

Кроме того, на рис. 3 и 4 показано, что как с использованием смазочного материала в подшипнике, так и без него, с увеличением серии подшипника также возрастают значения передаваемых мо-

ментов. Это, по-видимому, обусловлено тем, что с увеличением серии подшипника возрастают его ширина и диаметры шариков, что приводит к увеличению площади контакта шарика с дорожкой качения, и, следовательно, величина момента возрастает.

Также были построены зависимости вращающихся моментов на ведущем валу M_1 от моментов на ведомом валу M_2 со смазкой в подшипниках и без смазки (рис. 5). Эти зависимости дают возможность определить мощность на входе привода. При требуемом значении момента M_2 по рис. 5 определяется момент M_1 , затем рассчитывается мощность на ведущем валу привода, и по каталогу выбирается электродвигатель с номинальной мощностью, равной или превышающей расчетную.

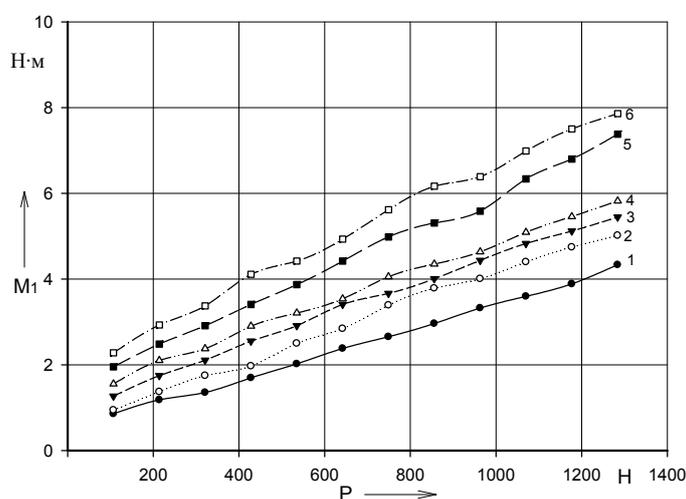
Из построенных графиков следует, что с увеличением момента M_2 момент M_1 увеличивается, и это увеличение происходит по линейному закону. Также на рисунках показано, что значение момента M_1 при использовании подшипников со смазкой ниже, чем при использовании подшипников без смазки. Это отражено и в табл. 3 – коэффициенты пропорциональности в уравнениях моментов без смазки выше по сравнению с соответствующими коэффициен-

тами в уравнениях со смазкой. Например, для 206 подшипника при значении крутящего момента $M_2 = 10$ Н·м значение момента M_1 при использовании смазки в подшипнике равно 4,8 Н·м, а без смазки $M_1 = 5,2$ Н·м.

Анализ графиков также показал, что значения вращающего момента M_1 при использовании подшипников со смазкой практически не зависят от серии подшипника и его геометрических размеров, т. е. колебание величины момента M_1 находится в пределах случай-

ной погрешности измерения. Для подшипников без смазки ширина поля рассеивания значений момента M_1 была немного больше, чем со смазкой, и это скорее всего связано с проскальзыванием в местах контакта тел качения с кольцами и сепаратором подшипника. Следовательно, можно сделать вывод, что зависимость вращающего момента M_1 на ведущем звене передачи от момента M_2 на ведомом звене для всех подшипников будет общей независимо от серии и типоразмера подшипника.

а)



б)

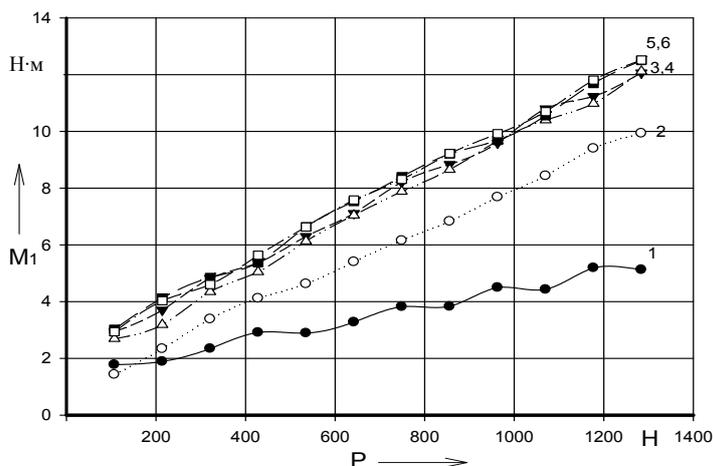
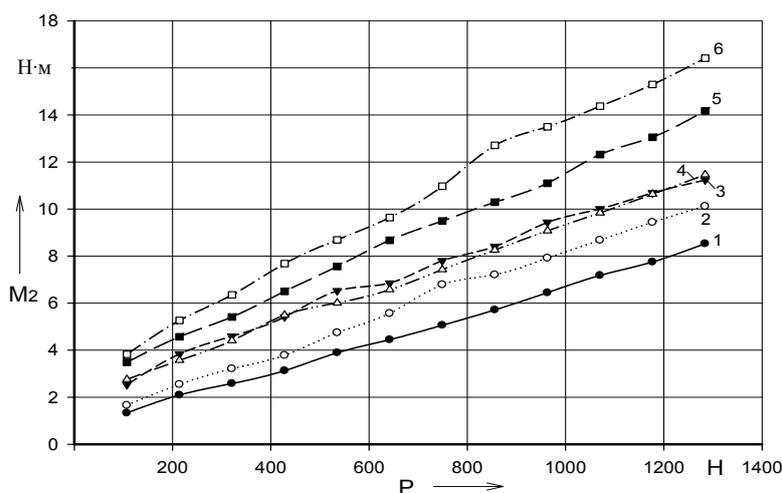


Рис. 3. Зависимости вращающих моментов на ведущем валу от осевого усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

а)



б)

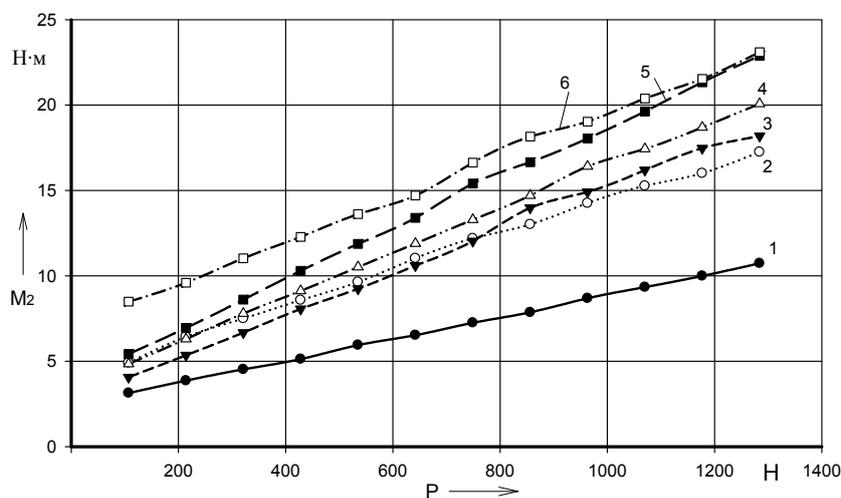


Рис. 4. Зависимости крутящего момента на ведомом валу от осевого усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Результаты проведенных экспериментов позволяют определить КПД шарикоподшипниковых передач в статике. Так как зависимость вращающих моментов M_1 и M_2 от осевого расклинивающего усилия P линейная и описывается уравнением $a_0 + a_1 \cdot P$, то величины постоянных коэффициентов этой модели соответствуют потерям на холостом ходу, и поэтому формула КПД

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u} \quad (2)$$

может быть приведена к виду

$$\eta = \frac{1}{u} \cdot \frac{M_2 + M_{2XX}}{M_1 + M_{1XX}} = \frac{a_2 \cdot P + M_{2XX}}{a_1 \cdot P + M_{1XX}}, \quad (3)$$

где M_{1XX} и M_{2XX} – моменты холостого хода на ведущем и ведомом валах соответственно.

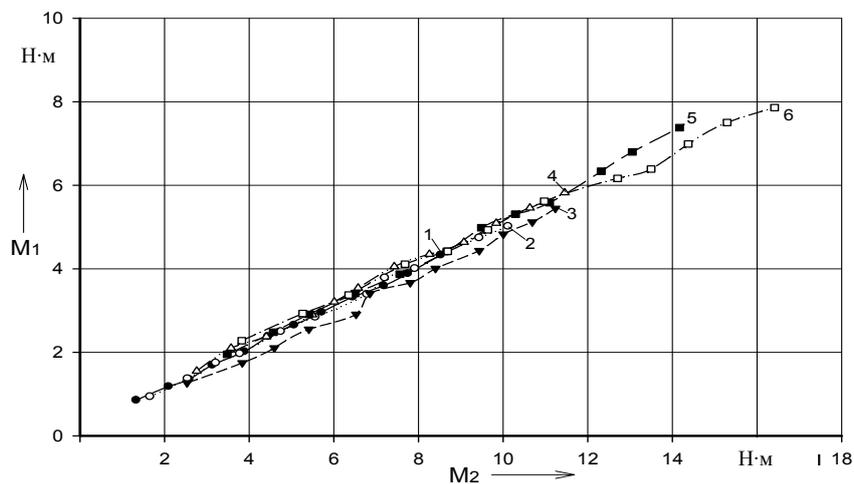
Следовательно, при различных сочетаниях коэффициентов a_1 , a_2 , M_{1XX} и M_{2XX} , имеющих значительный разброс своих значений, зависимости КПД от осевого усилия P будут либо возрастающими, либо убывающими. Наиболее отчетливо это наблюдается при отсутствии смазки, об этом свидетельствуют графики на рис. 6, б. Видно, что разброс

значений КПД достаточно велик и достигает 10 %.

При использовании смазки влияние коэффициентов a_1 , a_2 , M_{1xx} и M_{2xx} становится менее значимым, и поэтому

зависимости КПД от осевого расклинивающего усилия, представленные на рис. 6, а, для всех подшипников являются возрастающими.

а)



б)

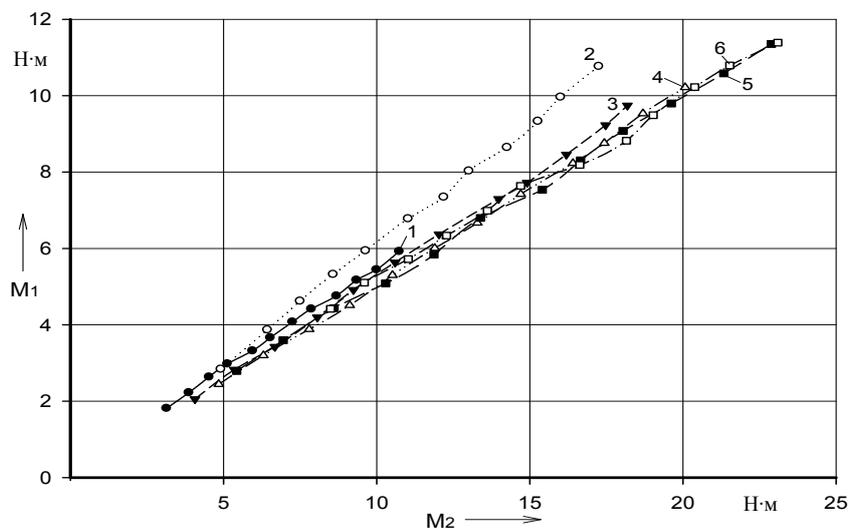
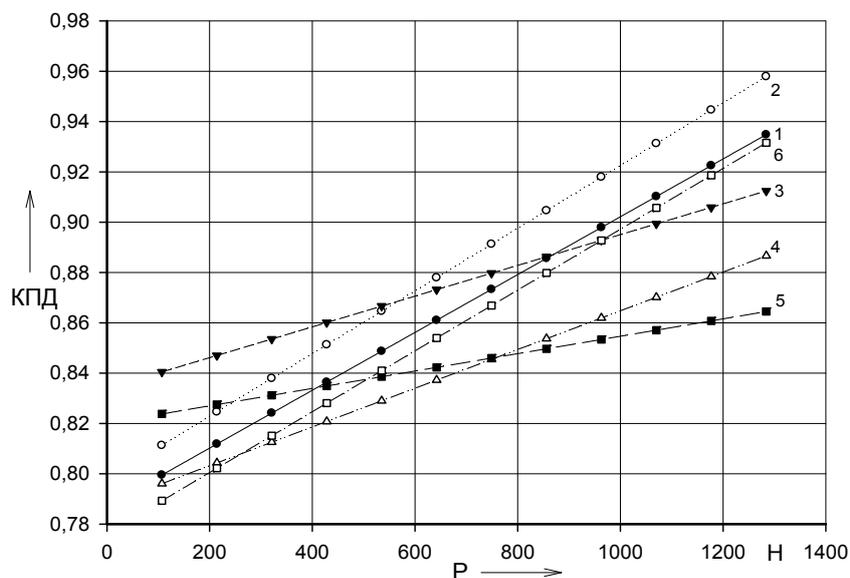


Рис. 5. Зависимости вращающих моментов на ведущем валу от моментов на ведомом валу: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Из табл. 4 следует, что постоянные коэффициенты в уравнениях КПД для подшипников без смазки по сравнению с соответствующими коэффициентами в уравнениях для тех же подшипников со смазкой могут иметь как большие, так и меньшие значения и регрессионные связи КПД и P в ряде случаев имеют низкий

коэффициент корреляции. В то же время коэффициент пропорциональности в уравнениях для подшипников со смазкой во всех случаях больше, чем соответствующий коэффициент в уравнениях для подшипников без смазки, и регрессионная связь имеет более высокие значения коэффициента корреляции.

а)



б)

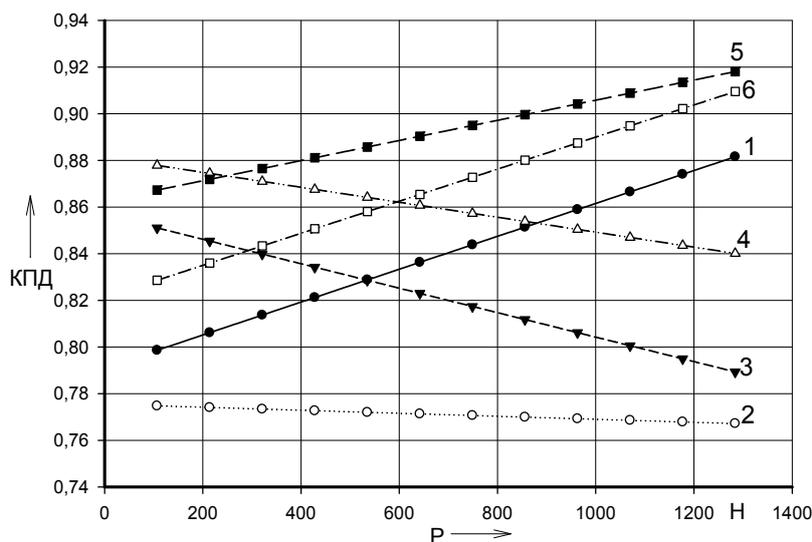


Рис. 6. Зависимость КПД шарикоподшипниковых передач от осевого раскливающего усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Таким образом, для стабилизации условий контакта шарика с дорожками качения обязательным требованием является использование смазки. В этом случае при увеличении осевого усилия P КПД шарикоподшипниковой передачи имеет тенденцию к возрастанию.

Данные, полученные в результате проведения экспериментальных исследований по определению вращающих моментов шарикоподшипниковых пере-

дач, необходимы для проектирования нажимных устройств. Так как при длительной работе шарикоподшипников в нагруженном состоянии происходит их значительный нагрев, уровень которого еще мало изучен, то на данном этапе исследований можно рекомендовать шарикоподшипниковые редукторы для практического использования в приводах тех механизмов, от которых не требуется длительная работа в нагружен-

ном состоянии.

Например, одной из областей применения этих редукторов могут являться ручные механизмы предельного момента. Такие устройства можно использовать в ручных и механизированных инструментах [4] (гайковертах, отвертках) для создания контролируемых моментов затяжки резьбовых соединений. Главным критерием, определяющим возможность применения шарикоподшипниковых передач, является способность передавать требуемую величину момента в зависимости от натяга в подшипнике. К достоинствам конструкций относятся минимальные массогабаритные параметры, компактность, низкая металлоемкость, высокая точность регулировки момента, реверсивность, нечувствительность к перегрузкам, вы-

сокая технологичность, простота конструкции и, как следствие этого, низкая себестоимость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашуков, С. А.** Дифференциальный шариковый фрикционный вариатор / С. А. Пашуков // Тр. XXII Российской школы. – М. : РАН, Наука и технологии, 2002. – С. 89–93.
2. **Терехов, А. П.** Шариковые планетарно-фрикционные редукторы / А. П. Терехов, В. Г. Полякевич. – М. : Машгиз, 1955. – 86 с.
3. **Герасимович, А. И.** Математическая статистика / А. И. Герасимович. – Минск : Выш. шк., 1983. – 279 с.
4. **Патент 2898 РБ на полезную модель, МКИ В 25 В 15/00.** Ручной инструмент для затяжки крепежа / М. Ф. Пашкевич, Д. В. Давыденко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № u20050844 ; заявл. 27.12.05 ; опубл. 30.08.06, Бюл. № 1. – 71 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.03.2010

M. F. Pashkevich, D. V. Davydenko
The experimental study of friction
ball-bearing transmissions in static
conditions

The results of the experimental research into the torques on driving and driven shafts, and the efficiency of planetary friction transmissions in static conditions are given. Radial ball bearings 106, 107, 206, 207, 306, 307 are studied. Performance capabilities of friction ball-bearing transmissions are considered. The data needed for designing the pressing device in such transmissions are presented. The areas of the application of mechanisms with ball-bearing reducing components are proposed.

УДК 620.179

А. М. Старовойтов, Н. А. Старовойтова, А. С. Федосенко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ КОНТРОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ПОМОЩИ ВЕБ-КАМЕР

В статье дано описание экспериментальной установки для контроля температурного поля нагретых тел с использованием в качестве приемника оптического ИК-излучения веб-камер с фильтром, отсекающим видимое излучение, приведены результаты экспериментов для веб-камер с разрешением 0,3 и 1,2 Мп. Представлены ИК-снимки тепловых полей и программно-обработанные ИК-снимки для тел, нагретых до температуры 260...400 °С, результат сложения программно-обработанного и необработанного изображений от двух камер, фиксирующих тепловое поле объекта одновременно. Сложение двух сигналов позволило выделить цветом участки тела, нагретые свыше 260 °С, неразличимые невооруженным глазом.

Введение

В настоящее время существует большое количество способов получения композиционных порошковых материалов для газотермического напыления покрытий. Некоторые из этих способов представлены в [1].

При получении композиционного порошка перспективным способом механического легирования исходные компоненты перетираются в шаровых атритторах до получения материала с однородной консистенцией, состоящего в основном из частиц с размером 5 и менее микрон.

При напылении таких материалов частицы металлокерамического порошка не расслаиваются в плазменной струе вследствие различия своих массы и плотности, как это происходит при напылении механической смеси, состоящей из частиц металла и керамики, а частицы керамических или металлических порошков лучше прогреваются и сплавляются друг с другом. Поэтому покрытия из этого порошка обладают лучшими физико-механическими и эксплуатационными свойствами по сравнению с покрытиями, напыленными обычными, серийно выпускаемыми порошковыми материалами. Например, такие покрытия обладают меньшей пористостью и большей прочностью сцепления с основой [2].

В [3] было показано, что механическая энергия, передающаяся частицам порошка при обработке в атритторах, частично накапливается в них в виде искажений кристаллической решетки. Эта энергия при нагреве и плавлении переходит в тепловую энергию, что способствует лучшему прогреванию частиц и улучшает качество напыленного слоя. Кроме того, обеспечивается более полное протекание химических и физических процессов между компонентами обработанного в атритторе композиционного порошка при нагреве их в плазменной струе.

Керамические и металлокерамические композиционные материалы, полученные методом реакционного механического легирования, являются перспективными для напыления твердых и износостойких плазменных покрытий на рабочие поверхности деталей машин, работающих в условиях значительных контактных нагрузок и сопровождающихся интенсивным износом [4]. В таких условиях работают, например, детали волочильных машин для производства медной и стальной проволоки.

Следует отметить, что покрытия, напыляемые на детали волочильных машин (рис. 1), должны быть более толстыми (более 1 мм) по сравнению с обычными плазменными покрытиями, толщина которых колеблется в пределах 100...300 мкм.



Рис. 1. Кольца волочильных машин с металлокерамическим покрытием

Такие условия ставятся потребителями (кабельными заводами) для того, чтобы иметь возможность перешлифовать покрытие по мере износа.

Нагрев таких покрытий в процессе напыления протекает более интенсивно. При этом вследствие существенной разницы коэффициентов термического расширения керамического покрытия и металлической детали в нанесенном

слое могут образовываться трещины. Поэтому контроль за тепловым состоянием поверхности детали в процессе напыления является важной проблемой, от успешного решения которой зависит стабильность качества напыления.

Кольцо волочильной машины с покрытием, треснувшим и отслоившимся в процессе напыления, показано на фотографии (рис. 2).



Рис. 2. Кольцо с треснувшим покрытием

Плазменное напыление защитных и износостойких покрытий из порошковых материалов с использованием дугового плазматрона приводит к быстрому нагреву поверхности напыляемой детали вследствие обдува ее потоком высо-

котемпературного газа и кристаллизации на ней в покрытии расплавленных частиц порошка.

Согласно техническим требованиям к технологии плазменного напыления [5], деталь, на которую наносится

покрытие, не должна нагреваться выше 250...300 °С, поскольку ее перегрев может привести к таким нежелательным последствиям, как термические деформации детали, изменение структуры металла детали, ухудшение физико-механических свойств покрытия и даже его растрескивание и/или отслоение.

Для технологии плазменного напыления покрытий на поверхность деталей актуальной проблемой является измерение их температуры в реальном времени. Это позволяет напылять детали без перегрева и, соответственно, снижает вероятность получения брака, возникающего вследствие различия коэффициентов линейного термического расширения напыляемого покрытия и подложки, на которую оно наносится.

Использование тепловизоров для решения подобных задач нецелесообразно вследствие их высокой стоимости, избыточности получаемой информации, неудобства ее считывания в процессе плазменного напыления. Пирометр дает информацию о температуре малого участка поверхности. Чтобы по-

лучить сведения о зонах возможного перегрева на больших деталях сложной конфигурации (например, коленчатых валах большегрузных автомобилей), необходимо разрабатывать специальное сканирующее устройство, использование которого значительно увеличивает операционное время. К тому же за время прохождения сканирующего устройства по всей поверхности последняя ее точка может успеть остыть до не критической температуры.

В связи с этим было предложено использовать веб-камеру для мгновенного контроля распределения тепловых полей нагретой детали. Это предложение основано на следующих предположениях.

Современная веб-камера представляет собой цифровое устройство, производящее видеосъемку, преобразование аналогового видеосигнала в цифровой, сжатие цифрового видеосигнала и передачу видеоизображения по компьютерной сети [6]. Структурная схема камеры представлена на рис. 3.

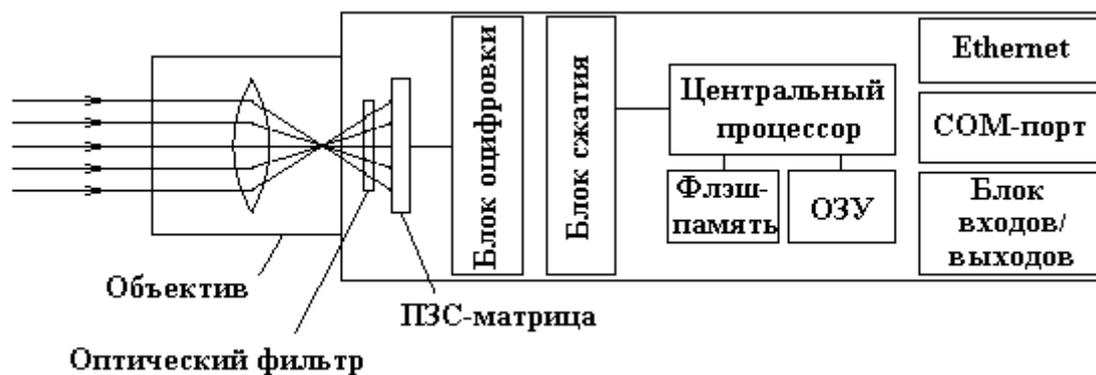


Рис. 3. Структурная схема веб-камеры

В качестве фотоприемника в большинстве веб-камер применяется ПЗС-матрица (ПЗС, ССD – прибор с зарядовой связью) – прямоугольная светочувствительная полупроводниковая пластинка с отношением сторон 3 : 4, которая преобразует падающий на нее

свет в электрический сигнал. ПЗС-матрица состоит из большого числа светочувствительных ячеек. Для того чтобы повысить световую чувствительность ПЗС-матрицы, нередко формируют структуру, которая создает микролинзу перед каждой из ячеек. В техни-

ческих параметрах веб-камеры обычно указывают формат ПЗС-матрицы (длина диагонали матрицы в дюймах), число эффективных пикселей, тип развертки (построчная или чересстрочная) и чувствительность.

Оптические инфракрасные (ИК) отсекающие фильтры, которые устанавливают в веб-камеры, представляют собой оптически точные плоскопараллельные пластинки, монтируемые свер-

ху ПЗС-матрицы. Они работают как оптические низкочастотные фильтры с частотой среза около 700 нм вблизи красного цвета, отсекают инфракрасную составляющую световых волн, обеспечивая веб-камере правильную цветопередачу.

Спектральная чувствительность (рис. 4) различных матриц, используемых в веб-камерах, охватывает ближнюю ИК-область [7].

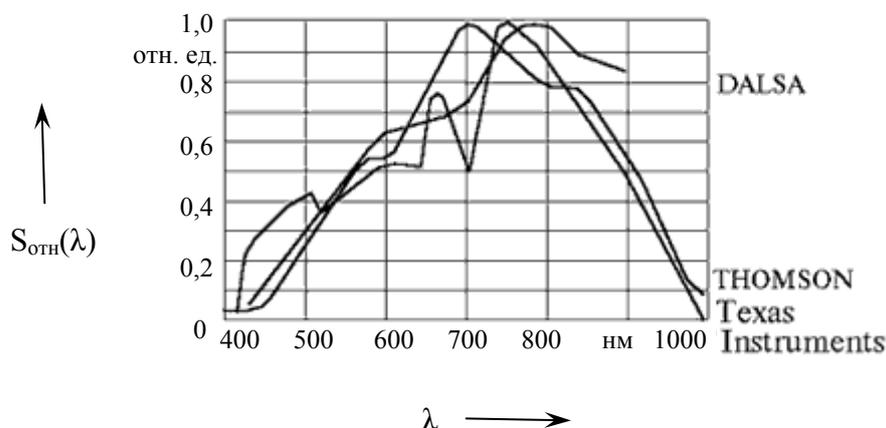


Рис. 4. Спектральные характеристики различных матриц

Из всего вышеизложенного можно сделать вывод: если в веб-камере оптический инфракрасный отсекающий фильтр заменить фильтром, отсекающим видимый диапазон излучений, то можно получить инфракрасное изображение от нагретого тела, т. е. фактически тепловое поле нагретого тела. Это означает, что веб-камеру с фильтром, отсекающим видимое излучение, можно использовать для оперативного контроля распределения тепловых полей деталей и своевременного выявления участков перегрева. Большим преимуществом является возможность контроля температуры деталей непосредственно в процессе нанесения плазменных защитных покрытий самим оператором плазменного напыления, что сокращает операционное время, позволяет снизить процент брака и не требует дополнительных рабочих мест.

Постановка задачи

В ходе проверки указанной гипотезы необходимо решить следующие задачи.

1. Заменить в веб-камере фильтр, отсекающий ИК-излучение, фильтром, отсекающим видимое излучение.
2. Собрать экспериментальную установку, позволяющую произвольным образом изменять температуру нагрева тела (модели).
3. Выяснить, какой нижний порог чувствительности имеет веб-камера (какую минимальную температуру регистрирует).
4. Получить на экране компьютера изображение нагретого тела в реальном времени с выделением на нем участков перегрева.

Методика проведения эксперимента

Для проведения эксперимента были использованы две веб-камеры: одна – фирмы A4Tech модель РК-750MJ с разрешением 0,3 Мп, вторая – фирмы АСМЕ модель СА-01 с разрешением 2 Мп. Конструкции обеих камер позво-

ляют удалить оптический инфракрасный отсекающий фильтр, а вместо него установить фильтр, отсекающий видимое излучение. В данном случае был использован стандартный фильтр ИКС-5.

Структурная схема экспериментальной установки представлена на рис. 5.



Рис. 5. Структурная схема экспериментальной установки

На рис. 5 представлена собранная экспериментальная установка. Она состоит из источника переменного напряжения, проволочной спирали, неравномерно намотанной на каркас, цифрового прибора, измеряющего температуру при

помощи термопары, подключенной к спирали в месте наиболее густой намотки. На рис. 6 можно видеть, что при выключенном источнике напряжения цифровой прибор показывает комнатную температуру (20 °С).

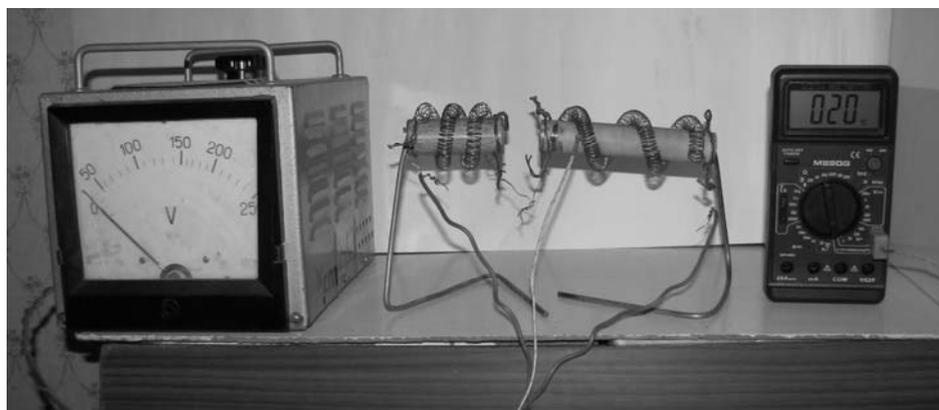


Рис. 6. Экспериментальная установка

В ходе эксперимента изменением напряжения регулировалась температура нагрева проволочной спирали и одновременно регистрировалось изображение, передаваемое веб-камерой на экран компьютера. Видеосигнал при необходимости обрабатывался при помощи специального программного обеспечения.

Результаты эксперимента

Сначала проволочная спираль нагревалась до температуры $\approx 360^\circ\text{C}$. Изображения от двух веб-камер представлены на рис. 7.

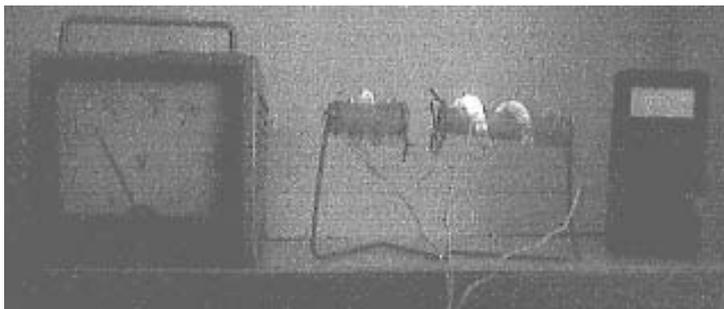
На рис. 7 видно, что участки проволочной спирали, нагретые до 363°C , невооруженным глазом неразличимы, а

на изображениях веб-камер в ИК-свете хорошо заметны.

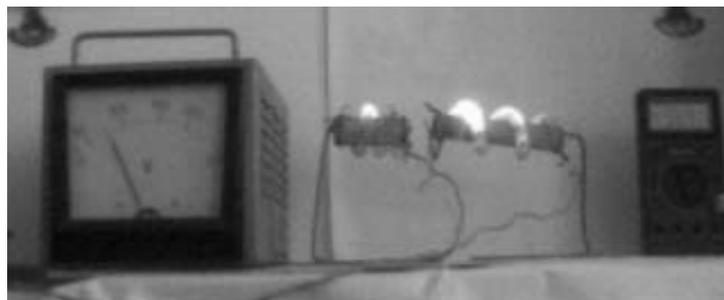
Затем температура постепенно понижалась. При 300°C зона нагрева на изображении от веб-камеры с разрешением 0,3 Мп стала практически неразличима, камера с разрешением 2 Мп эту температуру еще фиксирует (рис. 8).

При дальнейшем понижении температуры обе камеры перестают регистрировать зоны нагрева. Однако применением специального программного обеспечения удалось понизить порог температурной чувствительности веб-камер еще примерно на 50°C . Изображения от веб-камер при температуре $250\dots 260^\circ\text{C}$ представлены на рис. 9.

а)



б)



в)

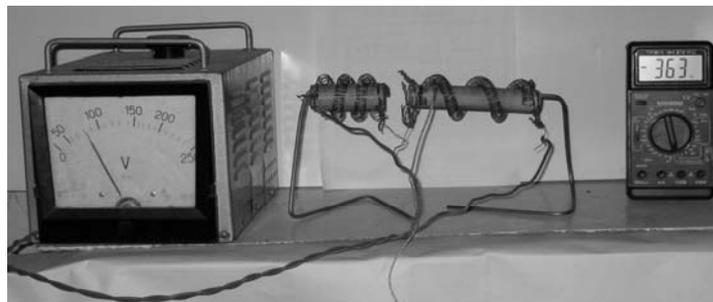
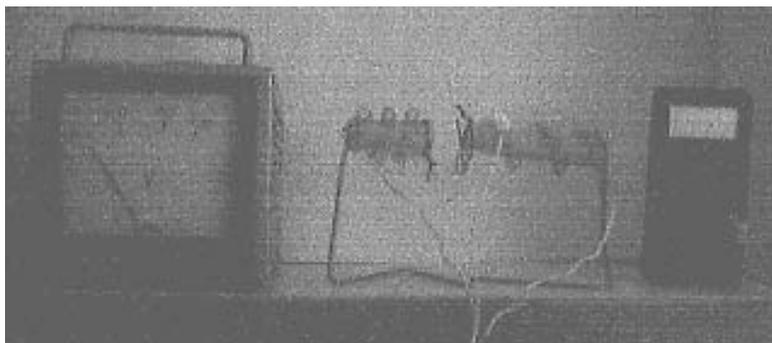
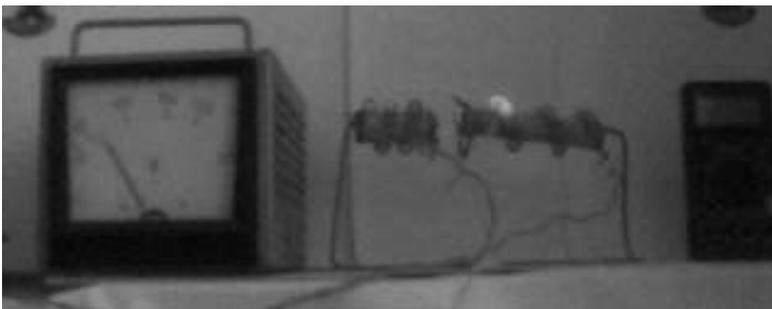


Рис. 7. Изображение тела, нагретого до 363°C : а – изображение в ИК-свете с переделанной камеры с разрешением 0,3 Мп; б – изображение в ИК-свете с переделанной камеры с разрешением 2 Мп; в – изображение в обычном свете

а)



б)



в)

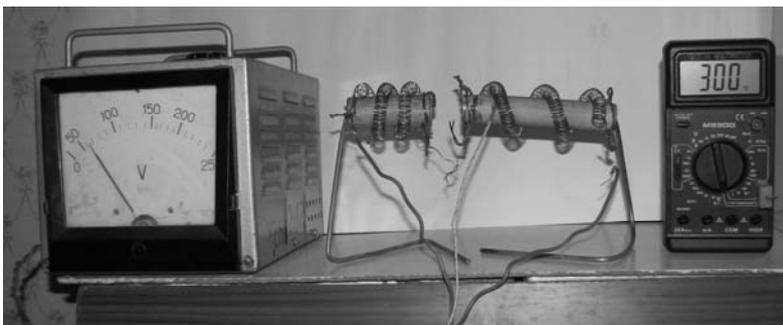
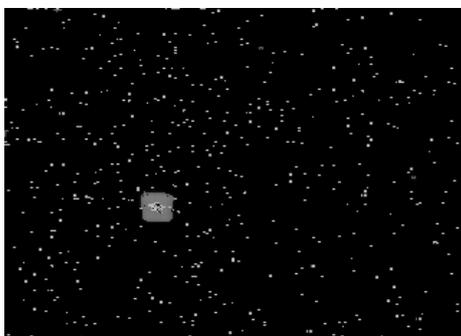


Рис. 8. Изображение тела, нагретого до 300 °С: а – изображение в ИК-свете с переделанной камеры с разрешением 0,3 Мп; б – изображение в ИК-свете камеры с разрешением 2 Мп; в – изображение в обычном свете

а)



б)



Рис. 9. Программно-обработанное изображение нагретого тела: а – изображение с камеры с разрешением 0,3 Мп при температуре нагрева 260 °С; б – изображение с переделанной камеры с разрешением 2 Мп при температуре нагрева 250 °С

Как видно из рис. 9, температуру 250 °С веб-камера с разрешением 2 Мп регистрирует при условии дополнительной цифровой обработки видеосигнала. Однако на практике этого изображения явно недостаточно, поскольку по нему невозможно точно определить, в каком именно участке тело нагрето до искомой температуры. При производстве же плазменного напыления выявление конкретных зон перегрева является принци-

пальным вопросом. Для того чтобы устранить этот недостаток, сигналы от двух веб-камер, находящихся рядом, были суммированы. Причем с камеры с разрешением 0,3 Мп был взят программно-обработанный сигнал, а с камеры с разрешением 2 Мп – обычный сигнал видимого диапазона. В результате суммирования получено изображение объекта в обычном свете с выделенным красным цветом участком перегрева (рис. 10).

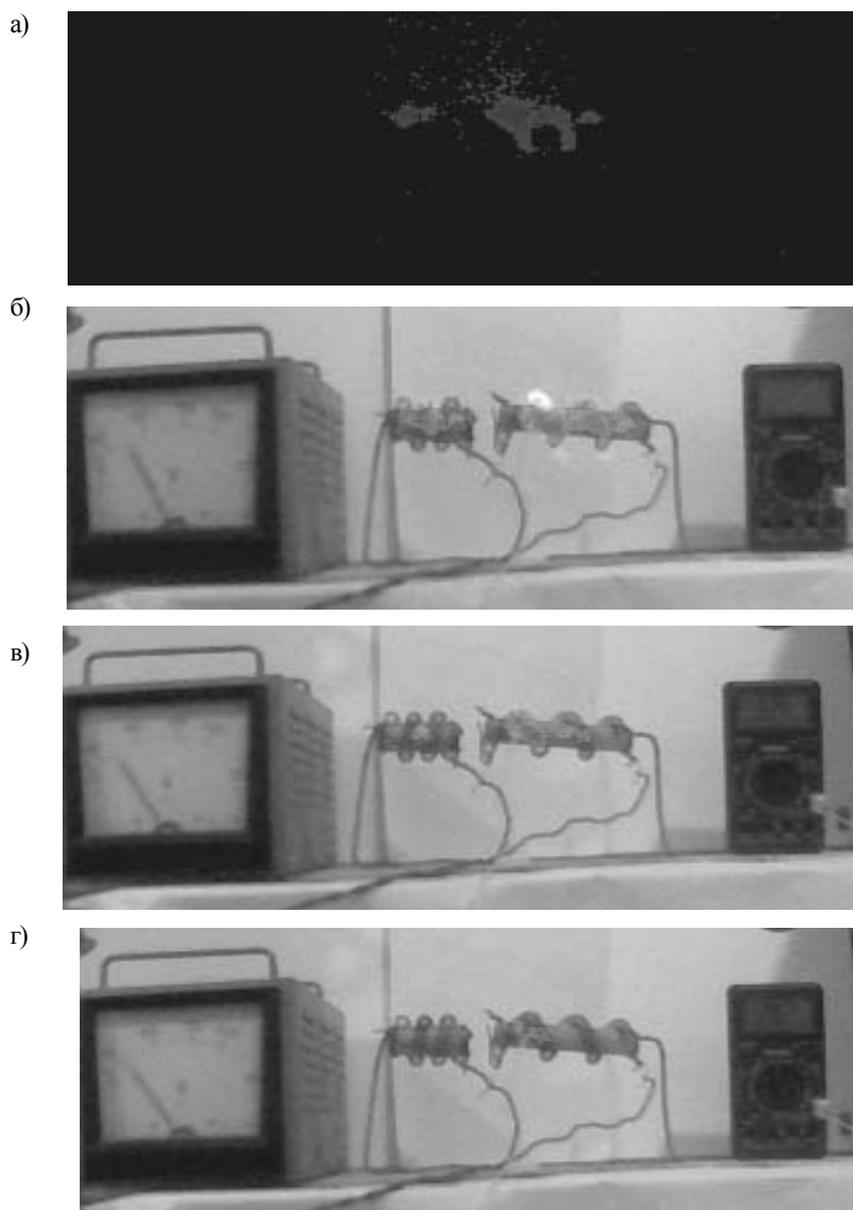


Рис. 10. Сложение сигналов от двух веб-камер при различных температурах: а – температурная маска от камеры с разрешением 0,3 Мп при температуре 400 °С; б – сложение двух сигналов при температуре 400 °С; в – сложение двух сигналов при температуре 360 °С; г – сложение двух сигналов при температуре 260 °С

Таким образом, в ходе эксперимента удалось получить изображение нагретого тела с цветным выделением участков, нагретых выше 260 °С.

Для нахождения различий между зонами покрытия детали с разной температурой были проведены предварительные эксперименты с применением ПЗС-матрицы видеокамеры, в которой фильтр, отсекающий ИК-излучение, был заменен фильтром, отсекающим излучение видимого спектра. Сигнал с видеокамеры поступал на ЭВМ в реальном времени. Плазмотроном нагревался стальной вращающийся вал диаметром 50 мм, и термопарой замерялась его температура в месте нагрева. Инфракрасное изображение вала на экране монитора появлялось при температуре около 300 °С. Затем на вал наносилось металлическое покрытие. На ИК-изображении покрытия наблюдалась

четко выраженная градация от белого цвета в центре зоны напыления (в месте наибольшего нагрева) к почти черному на краях участка (зона наименьшего нагрева). На изображении напыленного участка были обнаружены точечные зоны с повышенной светимостью, не различимые невооруженным глазом. При последующем удалении покрытия с вала на внутренней стороне покрытия были выявлены участки отслоения от поверхности детали вследствие ухудшения теплоотвода.

В результате эксперимента установлено, что использование инфракрасного изображения детали в реальном режиме времени позволит своевременно выявлять участки перегрева покрытия, которые могут свидетельствовать о наличии в покрытии трещин и отслоений, не различимых при визуальном контроле (рис. 11).

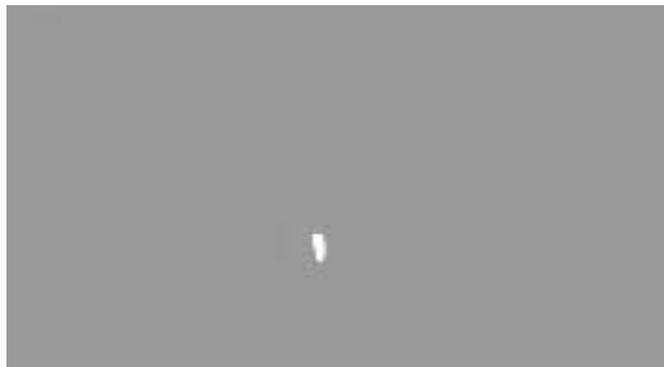


Рис. 11. Свечение в инфракрасном свете участка перегретого покрытия на кольце

Разработанное устройство для контроля теплового состояния детали проходило экспериментальную проверку при напылении опытной партии деталей волоочильных машин. К настоящему времени эти детали успешно прошли производственные испытания на одном из белорусских кабельных заводов.

Заключение

Проведенные исследования показали возможность оперативного контроля за тепловым состоянием деталей в

процессе напыления на их поверхность металлических, керамических и металлокерамических плазменных покрытий с помощью веб-камер. Дальнейшее улучшение этого способа контроля температуры поверхности может производиться различными способами, в частности, дополнительным охлаждением матрицы веб-камеры, совершенствованием программного обеспечения для обработки изображений и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газотермическое напыление композиционных порошков / А. Я. Кулик [и др.]. – Л. : Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1985. – 199 с.

2. Перспективные технологии плазменного напыления / О. П. Солоненко [и др.] // Машиностроитель. – 2005. – № 3. – С. 36–37.

3. Влияние механического легирования на структуру и свойства покрытий, полученных плазменным напылением композиционного порошка NiCr-ZrO₂-Y₂O₃ / Л. К. Кондратенко [и др.] // Металлы. – 1992. – № 4. – С. 209–217.

4. **Ловшенко, Ф. Г.** Новые ресурсосберегающие технологии и композиционные материалы / Ф. Г. Ловшенко, Ф. И. Пантелеенко,

А. В. Рогачев. – М. : Энергоатомиздат ; Гомель : БелГУТ, 2004. – 519 с.

5. Газотермическое напыление покрытий : сб. руководящих техн. материалов. – Киев, 1990.

6. Цифровые веб-камеры: принцип работы, описание, характеристики и каталог веб-камер // [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа : [http : // www.amosystems.ru / support / faq / 2.ahtm](http://www.amosystems.ru/support/faq/2.ahtm). – Дата доступа : 01.05.2010.

7. Использование веб-камер // Общая астрономическая конф. // [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа : [http : // www.starlab.ru / archive / index.php / t-1287.htm](http://www.starlab.ru/archive/index.php/t-1287.htm). – Дата доступа : 01.05.2010.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 19.05.2010

A. M. Starovoitov, N. A. Starovoitova,

A. S. Fedosenko

**The experimental research into the possibility
of controlling the temperature of plasma
coatings by means of web-cameras**

The research paper gives the description of the experimental installation for controlling the thermal field of heated bodies with the usage of web-cameras as the receiver of optical infra-red radiation. These cameras have the filter cutting off the visible radiation. The paper presents the results of the experiments with web-cameras having the resolution of 0,3 and 1,2 Mp. The paper also gives infra-red pictures of thermal fields, software-processed infra-red pictures for bodies heated up to 260...400 °C, the result of combining the software processed and unprocessed images from two cameras fixing the thermal field of the object simultaneously. Combining two signals has allowed setting off in color the parts of the object, heated over 260 °C, which are unseen by an unaided eye.

УДК 621.791.3

Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., Т. С. Латун

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПАЯНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрены особенности работы паяных комбинированных соединений под нагрузкой, выявлена некорректность существующего подхода к оценке их прочности. Показано, что несущую способность комбинированных паяных соединений нельзя оценивать по суммарной площади всех паяных швов соединения. Предложена методика оценки несущей способности косостыковых паяных соединений по максимальному нормальному напряжению в шве с проверкой по максимальному касательному напряжению.

В современной промышленности пайка является важным технологическим процессом получения неразъемных соединений, применение которого имеет тенденцию к постоянному расширению. Поэтому особую важность приобретают вопросы оценки работоспособности паяных соединений, в том числе их статической прочности. Однако современное состояние в этой области не вполне соответствует уровню развития технологии пайки. В настоящее время достаточно разработанными являются вопросы статической прочности паяных стыковых и нахлесточных соединений. Практически все исследователи отмечают наличие значительного упрочнения паяных стыковых соединений при их растяжении, обусловленного различием в механических свойствах паяемого материала и материала мягкой прослойки паяного шва [1–3]. Предел такого упрочнения определен в [4]; он соответствует истинному сопротивлению разрыва, определяемому с учетом уменьшения сечения испытываемого образца из пластичного материала при образовании шейки [4]. Специалисты, работающие в области пайки, отмечают, что разрушение стыковых паяных соединений даже при использовании высокопластичных припоев носит хрупкий характер [1]. Поэтому в высоконагруженных соединениях рекомендуется использовать соединения внахлестку.

Соединения других типов, не являющихся чисто стыковыми или чисто

нахлесточными, рассматриваются как комбинации этих двух разновидностей [1, 5, 6]. Однако существующий подход к оценке работоспособности комбинированных паяных соединений не вполне последователен, и его нельзя считать полностью корректным. Он сводится к тому, что прочность комбинированных соединений определяется общей площадью спаев и для повышения прочностных показателей необходимо стремиться к увеличению этой площади.

Цель данной работы – частичное устранение имеющихся противоречий и внесение большей ясности в рассматриваемый вопрос оценки прочности комбинированных соединений.

Основными типами комбинированных паяных соединений являются соединения, показанные на рис. 1. К ним относятся косостыковые (а), ступенчатые (б), гребенчатые (в) соединения, а также нахлесточные соединения со шпонкой (г). При оценке несущей способности таких соединений некоторые авторы необоснованно выделяют ступенчатые, гребенчатые, а также соединения со шпонкой, считая их «механически усиленными» [7]. Трудно согласиться с таким подходом к оценке прочности этих соединений по следующей причине. Авторы [7] указывают: «Припой в ПС, как правило, по прочности уступает основному материалу». Предположим, что при этом выполняется соотношение

$$\sigma_g / \sigma'_g = \beta, \quad (1)$$

где σ_{σ} и σ'_{σ} – пределы прочности основного металла и паяного шва при растяжении соответственно; β – коэффициент,

показывающий, во сколько раз прочность паяного шва меньше прочности основного металла.

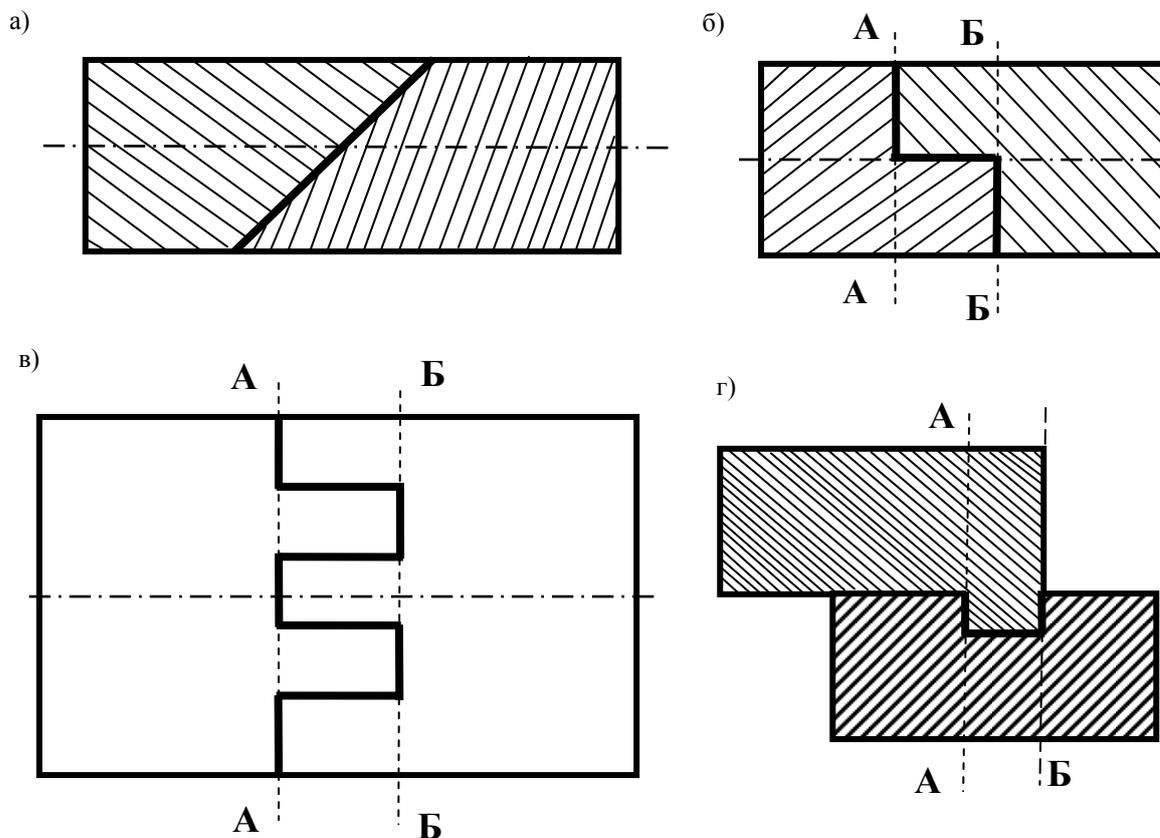


Рис. 1. Схемы комбинированных паяных соединений: а – косостыковое; б – ступенчатое; в – гребенчатое; г – нахлесточное со шпонкой

Тогда максимальная нагрузка, воспринимаемая основным металлом, определится как

$$P_{ом} = \sigma_{\sigma} F_0, \quad (2)$$

где F_0 – площадь поперечного сечения соединения.

Нагрузку, воспринимаемую стыковым швом ступенчатого паяного соединения при частичном разрушении по основному металлу (например, по сечению А–А, рис. 1, б), определим суммированием:

$$\begin{aligned} P_{ш} &= 0,5\sigma_{\sigma'} F_0 + 0,5\sigma'_{\sigma'} F_0 = \\ &= 0,5F_0\sigma_{\sigma'} \left(1 + \frac{1}{\beta}\right). \end{aligned} \quad (3)$$

Очевидно, что $\beta > 1$, т. е. $1 + \frac{1}{\beta} < 2$,

поэтому $P_{ш} < P_{ом}$. Значит, сечения А–А и Б–Б, которые показаны на рис. 1, б-г, будут ослабленными по сравнению с основным материалом. Следовательно, при воздействии полезной нагрузки эти соединения разрушатся по указанным сечениям, причем разрушение произойдет частично по паяному шву, а частично – по основному материалу. Таким образом, ни ступенчатое паяное соединение, ни соединение со шпонкой принципиально не могут обеспечить равнопрочности и нет оснований рассматривать их как усиленные.

Поэтому слабо аргументированным представляется и заключение о высокой

прочности гребенчатых паяных соединений, содержащееся в [6]: «Ступенчатые и гребенчатые соединения не только сохраняют сечение соединяемых элементов, но и обеспечивают высокую их прочность». Чтобы убедиться в ошибочности этого утверждения, можно составить выражение для суммирования усилий, воспринимаемых паяными швами и основным металлом при разрушении гребенчатого соединения по сечению А–А (см. рис. 1, в), аналогичное результату (3):

$$\begin{aligned} P_{уз} &= 0,4\sigma_{\epsilon}F_0 + 0,6\sigma_{\epsilon}^{\prime}F_0 = \\ &= 0,4\sigma_{\epsilon}F_0 + 0,6\frac{\sigma_{\epsilon}}{\beta}F_0 = \\ &= \sigma_{\epsilon}F_0\left(0,4 + \frac{0,6}{\beta}\right) = \\ &= 0,5\sigma_{\epsilon}F_0\left(0,8 + \frac{1,2}{\beta}\right). \end{aligned} \quad (4)$$

Чтобы сравнить величины $P_{ш}$ и $P_{уз}$, разделим почленно друг на друга равенства (3) и (4):

$$\begin{aligned} \frac{P_{ш}}{P_{уз}} &= \frac{0,5\sigma_{\epsilon}F_0\left(1 + \frac{1}{\beta}\right)}{0,5\sigma_{\epsilon}F_0\left(0,8 + \frac{1,2}{\beta}\right)} = \\ &= \frac{(\beta+1)\beta}{\beta(0,8\beta+1,2)} = \frac{\beta+1}{0,8\beta+1,2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Так как $\beta > 1$, то можно записать $\beta = 1 + \eta$. Тогда результат (5) запишется следующим образом:

$$\frac{P_{ш}}{P_{уз}} = \frac{2 + \eta}{2 + 0,8\eta} > 1. \quad (6)$$

Результат (6) показывает, что прочность гребенчатого паяного соединения оказалась даже меньшей, чем прочность соединения ступенчатого. Поэтому и содержащееся в [6] заключение о высокой прочности такого соединения является некорректным.

Результаты анализа несущей способности гребенчатых и ступенчатых паяных комбинированных соединений можно использовать для разработки новых, более прочных конструкций. Очевидно, что прочность соединения возрастет, если стыковые паяные швы этих соединений не будут располагаться в одной плоскости, например, в плоскости А–А. Смещая стыковые паяные швы друг относительно друга, получим более прочное соединение, которое схематично показано на рис. 2.

Ослабление такого соединения обусловлено пониженной прочностью стыкового паяного шва. Степень ослабления обратно пропорциональна количеству выполненных ступеней. По аналогии с результатами (3) и (4) при одинаковых ступенях для произвольного сечения А–А разрушающую нагрузку упрочненного ступенчатого соединения можно записать следующим образом:

$$P_{см} = F_0\sigma_{\epsilon}\left(1 - \frac{1}{n} + \frac{1}{n\beta}\right), \quad (7)$$

где n – количество стыковых швов в соединении.

Еще одной проблемой в оценке прочности ступенчатых и гребенчатых соединений, не нашедшей своего разрешения, является определение степени равномерности распределения нагрузки между стыковыми и нахлесточными паяными швами, которые имеют разную деформационную способность. Из практики проектирования, изготовления и эксплуатации сварных конструкций известны случаи мгновенного разрушения даже одинаковых сварных швов, но имеющих различную податливость, например, из-за неудачной установки ребер жесткости [8] – абсолютно одинаковые лобовые сварные швы нахлесточного соединения оказались нагруженными по-разному, большая часть рабочей нагрузки передалась одному из этих швов, что и привело к его разрушению.

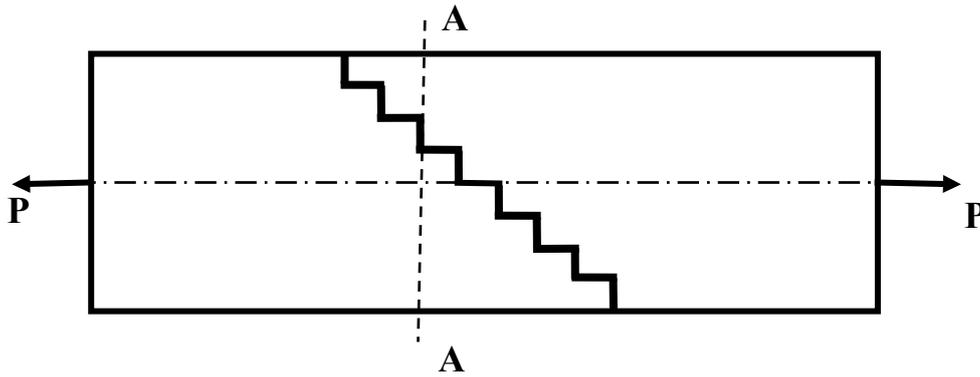


Рис. 2. Схема ступенчатого паяного соединения с повышенной несущей способностью

В паяном комбинированном соединении ступенчатого или гребенчатого типа уровень нагруженности стыковых и нахлесточных швов также может оказаться различным, что и приведет к раздельному их разрушению. Несущая способность соединения в таком случае окажется не связанной с общей площадью спаев, а определится площадью только более нагруженного из них. Этому также способствует статическая

неопределимость паяных соединений ступенчатого и гребенчатого типов. Поэтому при рассмотрении напряженного состояния необходимо исходить из совместности деформаций стыкового и нахлесточного паяных швов, один из которых работает на растяжение, а второй – на срез [9]. Рассмотрим соединение, которое схематично показано на рис. 3. Оно состоит из соединяемых деталей 1 и 2, а также паяного шва 3.

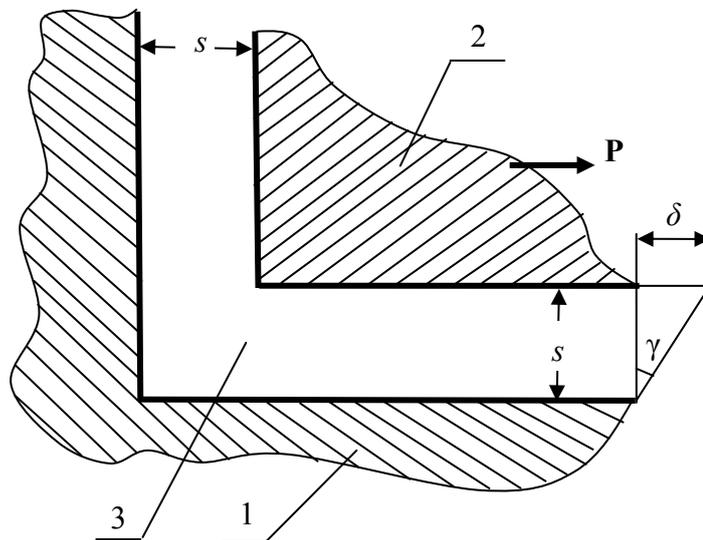


Рис. 3. Схема работы паяного ступенчатого соединения при воздействии продольной нагрузки P

Предположим, что под действием силы \vec{P} соединяемая деталь 2 переместилась на расстояние δ , что привело к соответствующему увеличению толщи-

ны s стыкового паяного шва. Горизонтальный паяный нахлесточный шов при этом испытал деформацию сдвига, причем угол сдвига γ определится из соот-

ношения [10]

$$\gamma = \frac{\delta}{s}. \quad (8)$$

Относительная деформация прослойки стыкового паяного шва, работающего на растяжение [9]

$$\varepsilon = \frac{\delta}{s}. \quad (9)$$

Тогда нормальные напряжения в этом шве рассчитываются по закону Гука [9, 10]:

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{\delta}{s}, \quad (10)$$

где E – модуль упругости при растяжении.

При этом касательные напряжения определяются по формуле [9, 10]

$$\tau = G\gamma = \frac{E}{2(1+\mu)} \frac{\delta}{s} = \frac{\sigma}{2(1+\mu)}, \quad (11)$$

где G – модуль упругости при сдвиге,

$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$; μ – коэффициент Пуассона.

Выражение (11) показывает, что нахлесточные и стыковые швы в паяных ступенчатых и гребенчатых соединениях нагружены неравномерно. Нормальные напряжения стыковых швов в 2,5...2,7 раза превышают уровень касательных напряжений, возникающих в швах, параллельных продольной нагрузке. Поэтому при силовом расчете таких соединений нельзя сделать правильные выводы об их прочности, ориентируясь на общую площадь паяных швов.

В практике пайки хорошо известны косостыковые паяные соединения [1, 5–7]. В [6] указывается, что соединения вскос применяют преимущественно в толстостенных изделиях, а также при пайке трубчатых конструкций, выполняя скос под углом 45...30°. Прочность таких соединений предлагается оценивать по формуле [2, 6]

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\tau'], \quad (12)$$

где P – разрушающее усилие; F – площадь наклонного паяного шва; $[\tau']$ – допускаемое напряжение при срезе.

С таким подходом к оценке прочности трудно согласиться, т. к. допускаемые напряжения при срезе используются только для чисто нахлесточных соединений, а косостыковое не является таковым.

О наличии серьезных проблем в оценке прочности паяных соединений свидетельствует и аргументация авторов [1], которые справедливо указывают, что оценка прочности конструируемого паяного соединения может быть дана во многих случаях только с относительным приближением. Отмечается также, что механические характеристики, получаемые при испытании простых образцов, моделирующих элемент паяной конструкции, зачастую невозможно связать функциональной зависимостью с величиной приложенных сил. Здесь же указаны и основные причины этих затруднений: сложное напряженное состояние, которое устанавливается при эксплуатации, различие в механических свойствах различных зон паяного соединения, неравномерность распределения напряжений [1].

Рассмотрим косостыковое паяное соединение, схема которого показана на рис. 4. В момент, предшествующий разрушению, это соединение в целом и любой его элемент находились в равновесии. Поэтому можно рассмотреть равновесие одной из соединяемых деталей, для которой скошенный паяный шов является связью. Используя принцип освобожденности от связей, приложим взамен отброшенной связи ее реакцию \vec{R} . Тогда равновесие рассматриваемой соединяемой детали будет связано с наличием только двух сил – приложенной силы \vec{P} и реакции \vec{R} , которые должны быть равны по величине и

противоположны по направлению, т. е. $R = P$. Далее разложим полную реакцию \vec{R} на касательную \vec{R}_τ и нормальную \vec{R}_n составляющие в соответствии с векторным результатом:

$$\vec{R} = \vec{R}_\tau + \vec{R}_n. \quad (13)$$

Рассмотрим бесконечно малое горизонтальное перемещение $\vec{\delta s}$ рассматриваемой детали в процессе испытания на растяжение, которое также разложим на касательную $\vec{\delta \tau}$ и нормальную $\vec{\delta n}$ составляющие, т. е. $\vec{\delta s} = \vec{\delta n} + \vec{\delta \tau}$.

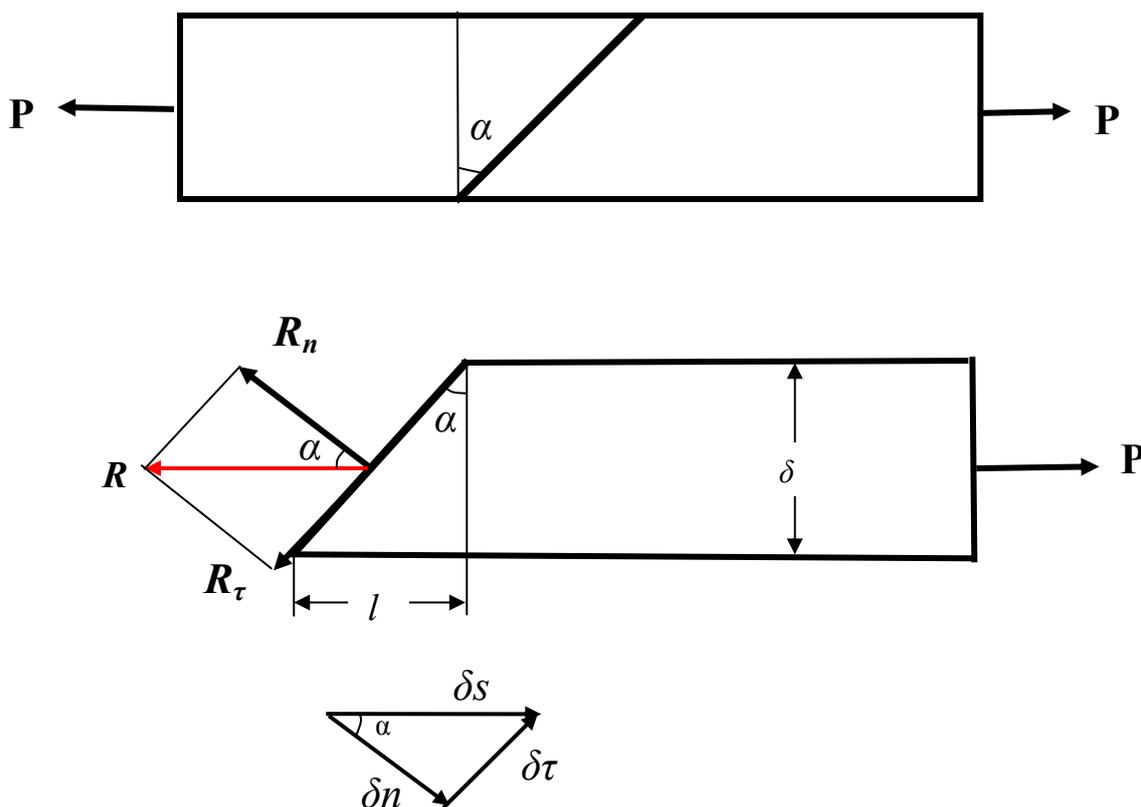


Рис. 4. Расчетная схема равновесия одной из деталей косостыкового паяного соединения

Тогда, согласно принципу независимости действия сил, любое горизонтальное перемещение, которое реально происходит в процессе испытаний, можно представить как результат двух деформаций: деформации растяжения под действием составляющей \vec{R}_n и деформации сдвига по плоскости косого стыка под действием другой составляющей \vec{R}_τ . Таким образом, разрушение косостыковых паяных соединений происходит в результате одновременного воздействия нормальных по отношению к мягкой прослойке паяного шва растягивающих на-

пряжений и напряжений среза. И здесь необходимо учитывать, что прочность паяных швов при испытании на растяжение может в 1,6...5,6 раза превышать прочность таких же соединений, испытываемых на срез (например, [11, табл. 45, с. 314]). Поэтому смешивание двух показателей прочности, которое происходит при простом делении разрушающей нагрузки на площадь сая, не вполне корректно. На практике оно приводит к необоснованному повышению запаса прочности и соответствующей заниженной оценке несущей способности

косостыковых соединений. Это уменьшает их привлекательность на стадии проектирования, а значит, сдерживает применение таких соединений в пайке.

Учитывая различную прочность при растяжении и срезе, соотношение между этими показателями можно записать в следующем виде:

$$\sigma'_e / \tau'_e = m, \quad (14)$$

где σ'_e и τ'_e – пределы прочности паяных соединений соответственно при растяжении и срезе; m – коэффициент, который показывает, во сколько раз прочность при растяжении превышает прочность аналогичного соединения при его срезе.

После деления пределов прочности на коэффициент запаса (как это предусмотрено [2]) получим соотношение, аналогичное формуле (14), но выраженное в допускаемых напряжениях:

$$[\sigma'_p] = m[\tau'], \quad (15)$$

где $[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении.

Рассмотрим предельное состояние при испытании стыкового паяного соединения, не имеющего скоса, и запишем соответствующее ему соотношение

$$\frac{P}{F_0} = [\sigma'_p], \quad (16)$$

где F_0 – площадь сечения соединяемых деталей.

Допустим, что для увеличения прочности было решено выполнить скос, показанный на рис. 4. В соответствии с известной формулой (12) предельное состояние для этого паяного соединения надо записать следующим образом:

$$\frac{P \cos \alpha}{F_0} = [\tau'], \quad (17)$$

где $F = F_0 / \cos \alpha$.

После деления левых и правых частей соотношений (16) и (17) друг на

друга получим

$$\cos \alpha = \frac{1}{m}. \quad (18)$$

Таким образом, результат (18) показывает, что с точки зрения вероятности разрушения стыковое и косостыковое паяные соединения с углом скоса α являются одинаково опасными. То есть выполнение скоса и соответствующее увеличение площади паяного шва не привело к повышению прочности соединения. Можно оценить возможное значение угла скоса, которое при использовании формулы (12) не дает повышения показателя прочности, используя, например, данные по прочности стальных соединений, паянных латуной Л63 [2, табл. 4, с. 64]. Согласно этим данным $\sigma'_e = 43$ кгс/мм², а $\tau'_e = 27,3$ кгс/мм². В соответствии с формулами (4) и (8) получим $m = 1,575$, $\cos \alpha = 0,635$, а угол $\alpha = 50^\circ 36'$.

Как видим, недооценка несущей способности косостыковых паяных соединений, возникающая при использовании рекомендаций, которые соответствуют формуле (12), весьма значительна. Поэтому нужен несколько иной подход к оценке прочности этих соединений. Более корректной представляется оценка, которая позволяет учитывать совместное действие касательных и нормальных напряжений, например, при совместном действии изгибающего и крутящего моментов [10]. В соответствии с этой методикой вначале определяем нормальные и касательные напряжения по наклонной площадке, используя следующие формулы [10]:

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha; \quad (19)$$

$$\tau_\alpha = \sigma_0 \sin \alpha \cos \alpha = \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha, \quad (20)$$

где σ_0 – приложенное нормальное напряжение по площадке, перпендикулярной линии действия силы \vec{P} , $\sigma_0 = P / F_0$.

Далее определяем экстремальное напряжение по формуле [10]

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\alpha}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{\alpha}}{2}\right)^2 + \tau_{\alpha}^2\right]}. \quad (21)$$

Кроме того, проводится проверка на прочность по максимальным касательным напряжениям [10]:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{\alpha}}{2}\right)^2 + \tau_{\alpha}^2\right]}. \quad (22)$$

Подставляя в выражения (21) или (22) соответственно допускаемое напряжение при растяжении или допускаемое напряжение при срезе, получим формулы, по которым можно определить требуемый угол скоса α :

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\alpha}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{\alpha}}{2}\right)^2 + \tau_{\alpha}^2\right]}; \quad (23)$$

$$[\tau'] = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{\alpha}}{2}\right)^2 + \tau_{\alpha}^2\right]}. \quad (24)$$

Очевидно, что после выполнения расчетов необходимо взять большее из двух значений угла α , найденных по формулам (23) и (24).

Для того чтобы проанализировать полученные результаты, перепишем формулу (21) в более удобном виде:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\alpha}}{2} + \tau_{\max}. \quad (25)$$

Теперь рассчитаем значения величин σ (найденных по формуле (12)), σ_{α} , τ_{α} , σ_{\max} , τ_{\max} для различных углов скоса, выразим полученные значения в долях от величины приложенного напряжения σ_0 и занесем эти данные в табл. 1.

Табл. 1. Зависимость напряжений в паяном косостычковом соединении от угла скоса

Угол скоса, град	Относительное значение напряжений		
	Усредненное σ	Максимальное касательное τ_{\max}	Экстремальное нормальное σ_{\max}
5	0,9962	0,504	1,00
10	0,9848	0,5141	0,999
15	0,9659	0,5292	0,9955
20	0,9397	0,546	0,987
25	0,9063	0,562	0,9727
30	0,866	0,573	0,948
35	0,8192	0,577	0,9125
40	0,766	0,573	0,866
45	0,7071	0,559	0,809
50	0,6428	0,534	0,741
55	0,5736	0,498	0,662
60	0,5	0,4506	0,576
65	0,4226	0,393	0,4823
70	0,342	0,327	0,3855
75	0,2588	0,252	0,2855

Анализ результатов, приведенных в табл. 1, показывает, что оценка прочности косостычковых паяных соединений по традиционной методике, основанной на использовании напряжения σ , являет-

ся заниженной в сравнении с оценкой по показателям τ_{\max} и σ_{\max} . Наиболее существенна разница в оценках прочности тех паяных соединений, которые имеют угол скоса меньший чем 45° . Различие

результатов при этом достигает 90 % в области малых углов α и при $\alpha = 45^0$ уменьшается до 26 %. И только при весьма значительных углах α , превышающих 70...75 град, соответствующих 4-кратному увеличению площади паяного шва, показатели оценки по традиционной и предлагаемой методикам сближаются настолько, что различие составляет менее 5 %. Однако такие углы скоса, с одной стороны, не нужны при высокотемпературной пайке, и, с другой стороны, чаще всего бесполезны при низкотемпературной пайке, т. к. не обеспечат равнопрочности паяных соединений.

Поэтому предлагаемая методика оценки статической прочности, учитывающая совместное действие нормальных и касательных напряжений, позволит делать более обоснованные выводы о несущей способности косостыковых паяных соединений в наиболее востребованном диапазоне углов скоса. Кроме того, она позволит повысить точность проектных расчетов, что будет способствовать более широкому применению пайки в промышленности.

Выводы

1. Показано, что при оценке несущей способности паяных комбинированных соединений необходимо учитывать нормальные и касательные напряжения, возникающие в паяных швах.

2. Установлено, что в паяных соединениях гребенчатого и ступенчатого типов стыковые швы нагружены в 2,5...2,7 раз больше, чем нахлесточные, что предопределяет возможность их преждевременного разрушения при со-

хранении целостности нахлесточных швов.

3. Предложено проводить оценку прочности паяных косостыковых соединений по максимальному нормальному напряжению с проверкой уровня максимальных касательных напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лашко, Н. Ф. Пайка металлов / Н. Ф. Лашко, С. В. Лашко. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
2. Справочник по пайке / Под ред. С. Н. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. – М. : Машиностроение, 1975. – 407 с.
3. Николаев, Г. А. Работа мягкой прослойки паяных соединений / Г. А. Николаев, А. И. Киселев // Сварочное производство. – 1990. – № 12. – С. 3–4.
4. Цумарев, Ю. А. Методика оценки прочности паяных соединений стыкового типа / Ю. А. Цумарев // Технология машиностроения. – 2009. – № 3. – С. 23–26.
5. Хряпин, В. Е. Справочник паяльщика / В. Е. Хряпин. – М. : Машиностроение, 1981. – 348 с.
6. Гржимальский, Л. Л. Технология и оборудование пайки / Л. Л. Гржимальский, И. И. Ильевский. – М. : Машиностроение, 1979. – 240 с.
7. Кузнецов, О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
8. Окерблом, Н. О. Проектирование технологии изготовления сварных конструкций / Н. О. Окерблом, В. П. Демянцевич, И. П. Байкова. – Л. : Судпромгиз, 1963. – 602 с.
9. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1970. – 544 с.
10. Тимошенко, С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – М. : Мир, 1976. – 669 с.
11. Лашко, Н. Ф. Пайка металлов / Н. Ф. Лашко, С. В. Лашко. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

Y. A. Tsumarev, T. S. Latun Bearing capacity of soldered composite joints

This paper describes the peculiarities of the operation of soldered composite joints under load and reveals inexactness of the existing approach to the assessment of their strength. It is shown that the bearing capacity of soldered composite joints can not be assessed by the total area of all soldered seams of the joint. The technique of estimating the bearing capacity of scarf butt soldered joints according to the maximum normal stress in the joint is proposed, combined with the maximum shear stress testing.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский, канд. техн. наук, доц.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В СИСТЕМАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассмотрены варианты управления магистральными системами горячего водоснабжения, дана оценка целесообразности регулирования параметров технологического процесса с помощью различных систем управления. Отражена эффективность существующих систем автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

Введение

Математическое описание источника горячего водоснабжения (ГВС) с двухуровневым повышением давления насосными агрегатами сетевого контура и магистрального трубопровода (МТП) как объекта с распределенными параметрами представлено в [1].

Регулирование параметров в МТП можно получить, используя запорную арматуру (задвижку) или устройства регулирования скорости асинхронного двигателя насосного агрегата (АД НА). Регулирование параметров с помощью запорной арматуры может быть ручным (без применения средств автоматизации) и автоматизированным (с помощью регулятора), но в любом случае является неэкономичным. В данном случае можно говорить о потерях энергии и, как следствие, уменьшении КПД магистральной трубопроводной системы ГВС. Регулирование с помощью задвижки приводит более чем к двукратному увеличению потерь мощности в сравнении с регулированием скорости АД НА [1].

Условие качественного ГВС – соблюдение в заданных пределах расхода, давления, температуры теплоносителя.

Для построения системы автоматического управления (САУ) выполняется сравнительный анализ следующих систем управления:

- САУ электроприводами насосных агрегатов с обратной связью по давлению в конце МТП для гиперболического регулятора давления;
- нерегулируемая схема САУ давлением МТС ГВС с одновременным и всерным пуском НА;
- преобразователь частоты – асинхронный двигатель (ПЧ–АД) с заданием скорости АД как функции давления;
- САУ на базе автоматизированного электропривода с ПЧ–АД с контролем давления за сетевым контуром перед МТП;
- электропривод клапана с регулированием давления в МТП как функции технологического параметра в заданной точке МТП.

С целью оценки эффективности работы предложенных систем моделируется пуск четырех сетевых НА второй ступени повышения давления с выходом на значение давления 845590 Па к конечной точке трубопровода.

САУ электроприводами насосных агрегатов с обратной связью по давлению в конце МТП для гиперболического регулятора давления

Основой синтеза САУ является расчет параметров регулятора, обеспечивающий снижение колебаний давления в МТП на заданном уровне. При этом главной задачей является компенсация резонансных явлений с помощью регулируемого электропривода.

Особенностью предлагаемой мето-

дики является расчет регуляторов как синтеза систем подчиненного регулирования координат. При этом синтез регулятора скорости выполняется без учета распределенных свойств объекта управления, а синтез регулятора давления выполняется на основании критерия выбора регулятора с учетом анализа объекта управления на уровне ЛАЧХ участков МТП различной протяженности.

Структурная схема САУ представлена на рис. 1.

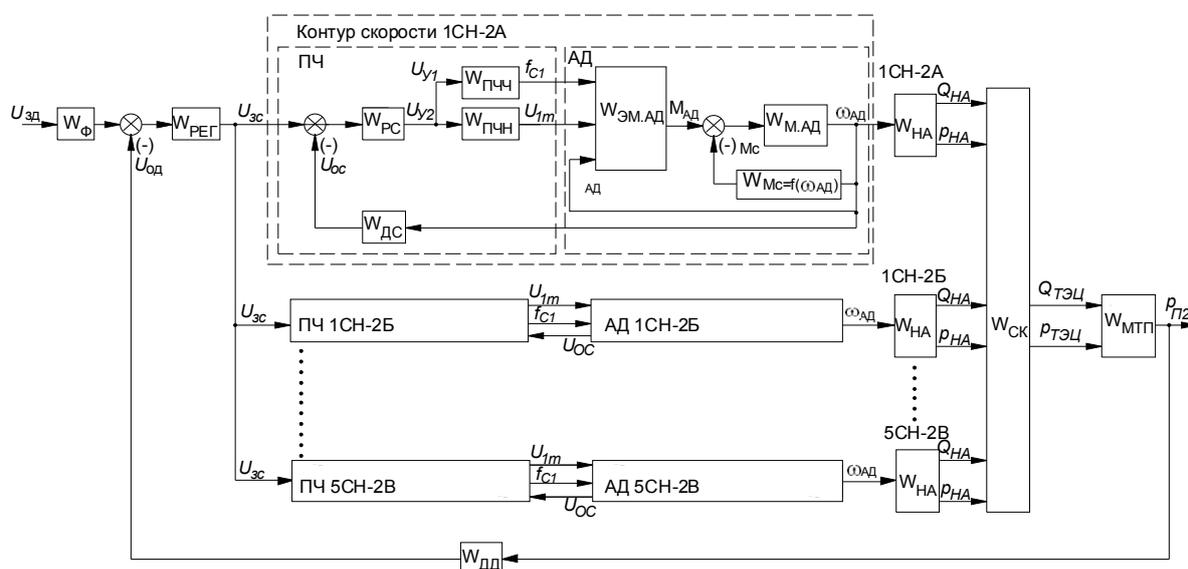


Рис. 1. Структурная схема САУ электроприводами НА МТП ГВС

На рис. 1 введены следующие обозначения: $U_{зд}$ – напряжение задания давления; $U_{зс}$ – напряжение задания скорости; $U_{од}$ – напряжение сигнала обратной связи датчика давления; $U_{ос}$ – напряжение сигнала обратной связи датчика скорости; U_{y1} – напряжение канала управления напряжением; U_{y2} – напряжение канала управления частотой; U_{1m} – амплитудное значение напряжения статора; f_{c1} – частота напряжения статора; $M_{ад}$ – электромагнитный момент АД; $Q_{на}$ ($p_{на}$) – расход (давление) НА; $Q_{тэц}$ ($p_{тэц}$) – расход (давление) на выходе источника ГВС; $Q_{п2}$ ($p_{п2}$) – расход (давление) в заданной точке конечной точки МТП; $W_{эм.ад}$ – передаточная функция электромехани-

ческой части АД; $W_{м.ад}$ – передаточная функция механической части АД; $W_{мс}$ – передаточная функция возмущающего воздействия на валу АД; $W_{рс}$ – передаточная функция регулятора скорости; $W_{рег}$ – передаточная функция датчика давления; $W_{ф}$ – передаточная функция фильтра контура давления; $W_{дс}$ – передаточная функция датчика скорости; $W_{дд}$ – передаточная функция датчика давления; $W_{ск}$ – передаточная функция сетевого контура; $W_{мп}$ – передаточная функция МТП.

Предполагается, что компенсация колебаний технологических параметров в МТП будет выполняться за счет рассчитываемого контура давления. Расчет па-

раметров регулятора осуществляется по принципу подчиненного регулирования.

Расчет регулятора давления выполняется для передаточной функции МТП как объекта с распределенными параметрами [1], при этом рассчитывается коэффициент обратной связи по давлению $K_{ДР}$ и выбирается малая некомпенсируемая постоянная T_{μ} . Внешний контур настраивается на симметричный оптимум, рассчитывается фильтр. Передаточная функция регулятора давления внешнего контура примет вид:

$$W_{РЕГ}(s) = W_{\Phi}(s) \times \frac{K_{ДС}(T_{НА}s + 1)}{2 \cdot T_{\mu} K_{ДР} K_{ТЭЦ} K_{Г2} K_{НА} s} \times \frac{W_{МТП}(s)}{0,00001s^2 + 0,0001s + 1}, \quad (1)$$

где $K_{ДС}$ – коэффициент обратной связи контура скорости; $K_{ТЭЦ}$ – передаточная функция сетевого контура ТЭЦ; $K_{НА}$, $T_{НА}$ – параметры передаточной функции насосного агрегата; $K_{Г2}$ – передаточная функция коллекторного узла сетевого контура ТЭЦ (рассчитаны в [1]).

Анализ синтезированного регулятора выполняется с помощью ЛАЧХ передаточной функции замкнутого контура давления с учетом передаточной функции МТП и регулятора давления МТП.

$$W_{ЗКР}(s) = [W_{РЕГ}(s) \cdot K_{ТЭЦ} \cdot W_{КС}(s) \times W_{НА}(s) \cdot W_{МТП}(s)] / [1 + K_{ДР} K_{ТЭЦ} \times W_{РЕГ}(s) \cdot W_{КС}(s) \cdot W_{НА}(s) \cdot W_{МТП}(s)]. \quad (2)$$

Графики моделирования переходных процессов САУ с обратной связью по давлению представлены на рис. 2.

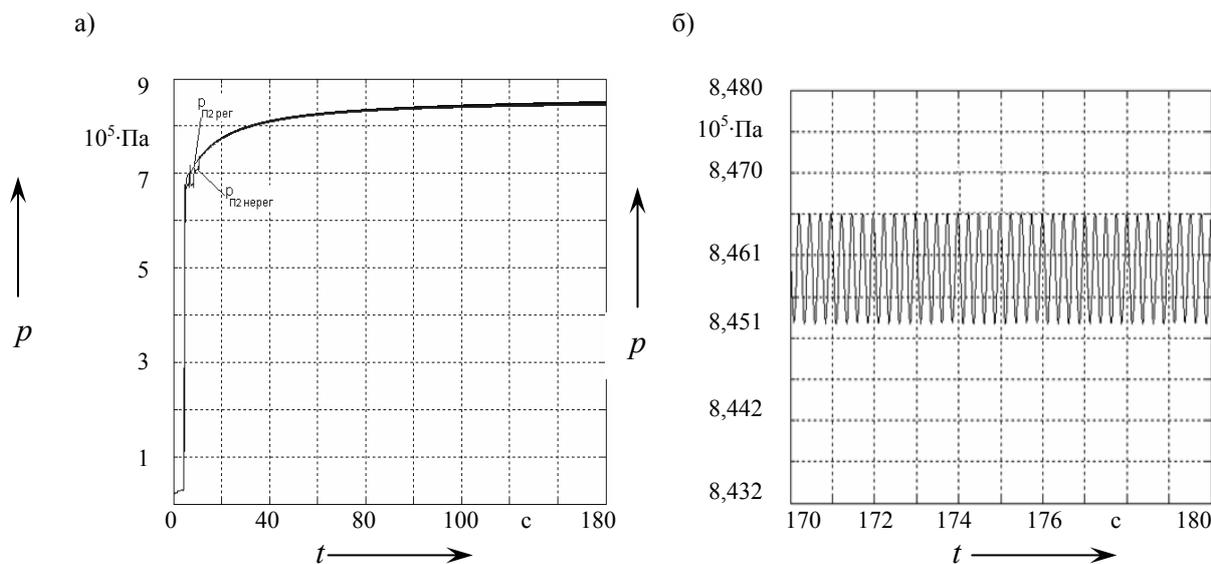


Рис. 2. Графики переходных процессов САУ с обратной связью по давлению в конце МТП: $P_{12.нерег}$ – веерное включение четырех НА по нерегулируемой схеме; $P_{12.рег}$ – регулирование давления в МТП с помощью САУ

Нерегулируемая САУ давлением МТС ГВС с одновременным и веерным пуском НА

Для воспроизведения существующих режимов работы МТС ГВС (см. рис. 1) преобразуется в структурную схему, представленную на рис. 3.

Структурная схема содержит только неизменяемую часть САУ, что позволяет выполнить моделирование нерегулируемой САУ давлением МТС ГВС с одновременным и веерным пуском НА. Результаты моделирования представлены на рис. 4.

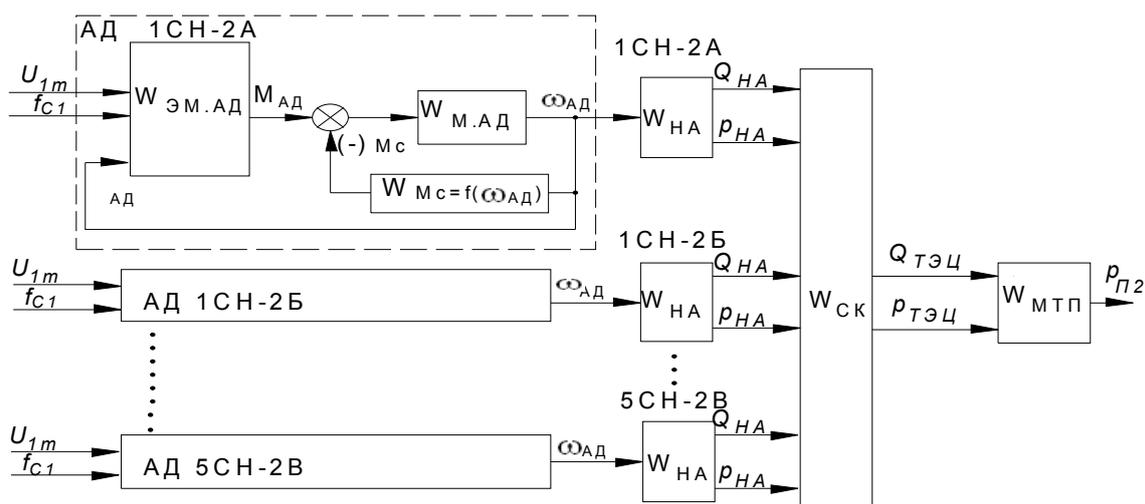


Рис. 3. Структурная схема нерегулируемой САУ давлением МТП ГВС

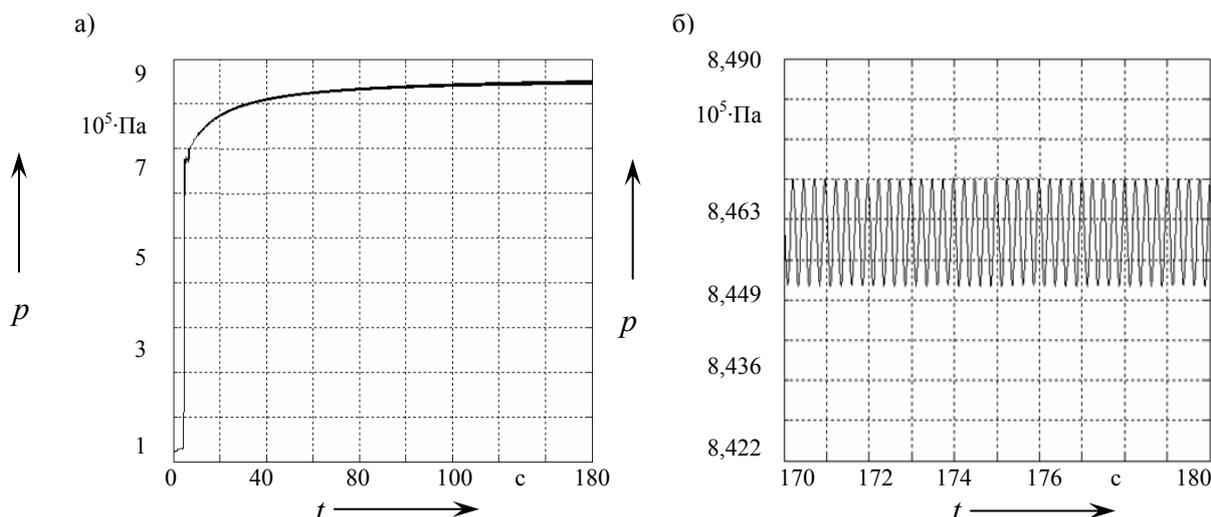


Рис. 4. Графики переходных процессов давления нерегулируемой САУ

САУ с ПЧ-АД с заданием скорости АД как функции давления

С помощью разработанной математической модели в MATLAB выполняется моделирование САУ с ПЧ-АД с заданием скорости АД как функции давления. Рис. 1 преобразуется в структурную схему, представленную на рис. 5.

Параметры и структура регулятора скорости и датчика скорости аналогичны структурной схеме на рис. 1. Расчет требуемого давления выполняется при формировании сигнала задания 10 В, что соответствует давлению в конечной точке

МТП 845590 Па. Результаты САУ с ПЧ-АД с заданием скорости АД как функции давления представлены на рис. 6.

ПЧ-АД с контролем давления за сетевым контуром перед МТП

Так как источник ГВС имеет сложную структуру, то на практике местом снятия показаний давления является вход МТП.

Структурная схема САУ (см. рис. 1) преобразуется в структурную схему, представленную на рис. 7.

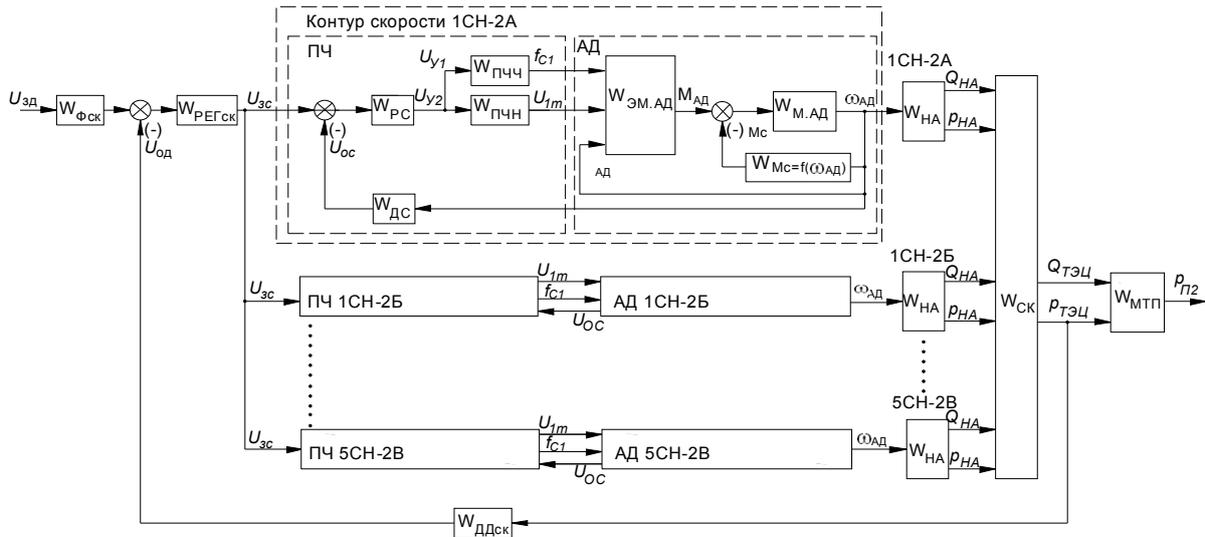


Рис. 7. Структурная схема САУ на базе автоматизированного электропривода с ПЧ–АД с контролем давления за сетевым контуром (СК) перед МТП

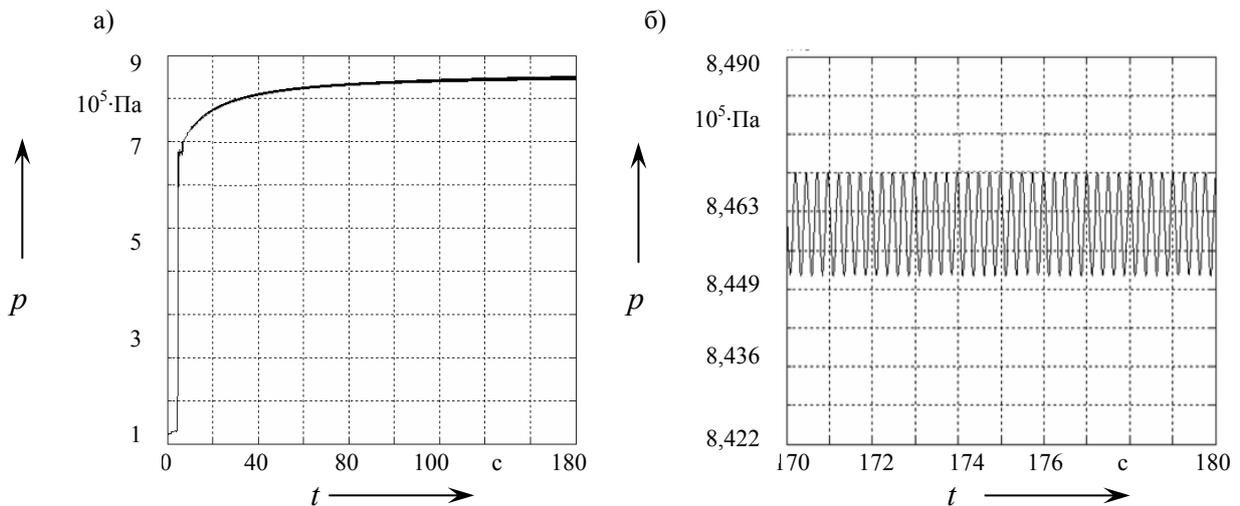


Рис. 8. Графики переходных процессов САУ на базе автоматизированного электропривода с ПЧ–АД с контролем давления за СК перед МТП

Электропривод клапана с регулированием давления в МТП как функции технологического параметра в заданной точке МТП

В качестве измеряемых параметров могут выступать давление, расход и температура теплоносителя МТП. Расход и температура для таких систем контролируются для неперевышения установленного порога давления с целью

исключения паровой фазы. Регулирование давления на прямом участке трубопровода с помощью регулирующего клапана осуществляется в прямом трубопроводе только посредством обратной связи по давлению. Таким образом, рассматривается САУ давлением МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулирующим клапаном. Перекрытие сечения трубопровода яв-

ляется возмущающим воздействием в работе МТП. Резкое закрытие клапана вызывает рост обратной волны давления и, как следствие, гидроудар. В силу данной особенности время полного закрытия МТП в таких системах для диаметра МТП 1000 мм составляет от 30 с до 2 мин. Реализация длительного закрытия клапана осуществляется с помощью редуктора с большим передаточным числом.

Структурная схема САУ (см. рис. 1) преобразуется в структурную схему,

представленную на рис. 9, в которой: $W_{\text{Фкл}}$ – передаточная функция фильтра регулятора давления регулирующего клапана; $W_{\text{РЕГкл}}$ – передаточная функция регулятора давления регулирующего клапана; $W_{\text{ПРкл}}$ – передаточная функция преобразователя напряжения регулирующего клапана; $W_{\text{АДкл}}$ – передаточная функция АД регулирующего клапана; $W_{\text{РЕДкл}}$ – передаточная функция редуктора регулирующего клапана; $W_{\text{КЛ}}$ – передаточная функция регулирующего клапана.

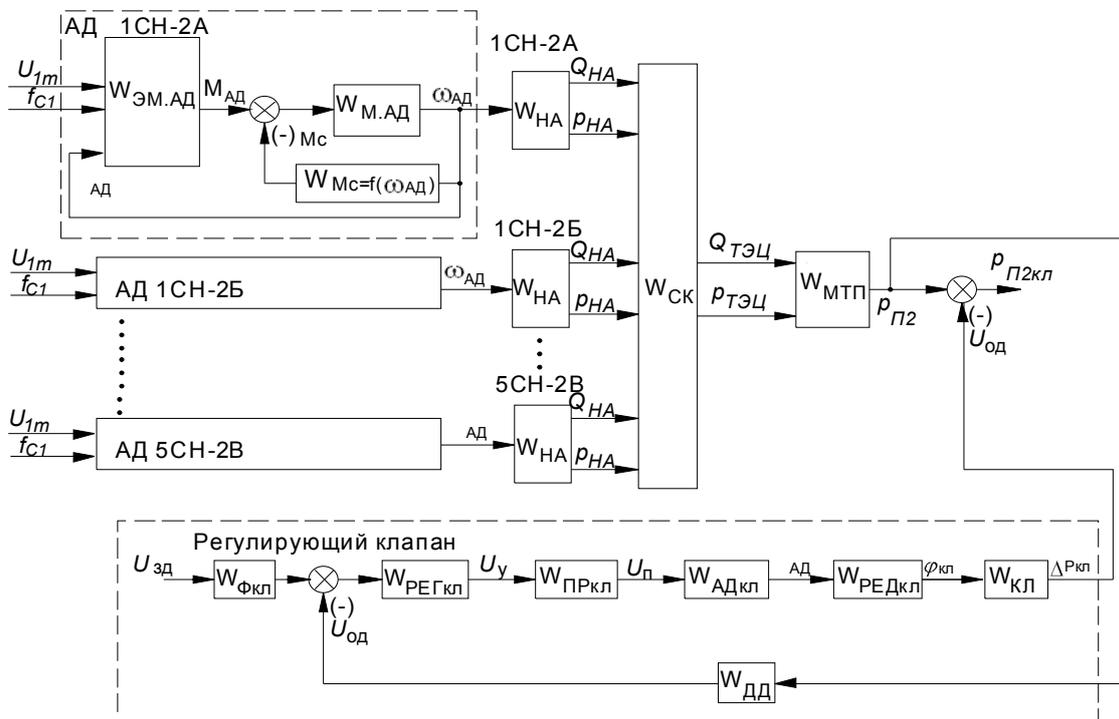


Рис. 9. Структурная схема САУ давления МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулируемым клапаном

В состав обратной связи входит фильтр, благодаря которому с датчика давления на вход регулятора поступает действующее, а не мгновенное значение давления, что исключает раскачивание системы. Процесс регулирования в таких системах является инерционным.

Расчет параметров контура давления выполнен по принципу подчиненного регулирования с настройкой регулятора давления на симметричный оп-

тимум.

Анализ рассматриваемой САУ выполняется с помощью ЛАЧХ передаточной функции рассматриваемой системы, которая аналогична передаточной функции нерегулируемой САУ. Контур регулирующего клапана является здесь возмущающим воздействием.

Результаты моделирования САУ давлением МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулиру-

щим клапаном представлены на рис. 10. Анализ амплитуды колебаний и ЛАЧХ показал рост амплитуды колебаний дав-

ления с той же частотой во всем рабочем диапазоне частот по причине внесения в систему возмущающего воздействия.

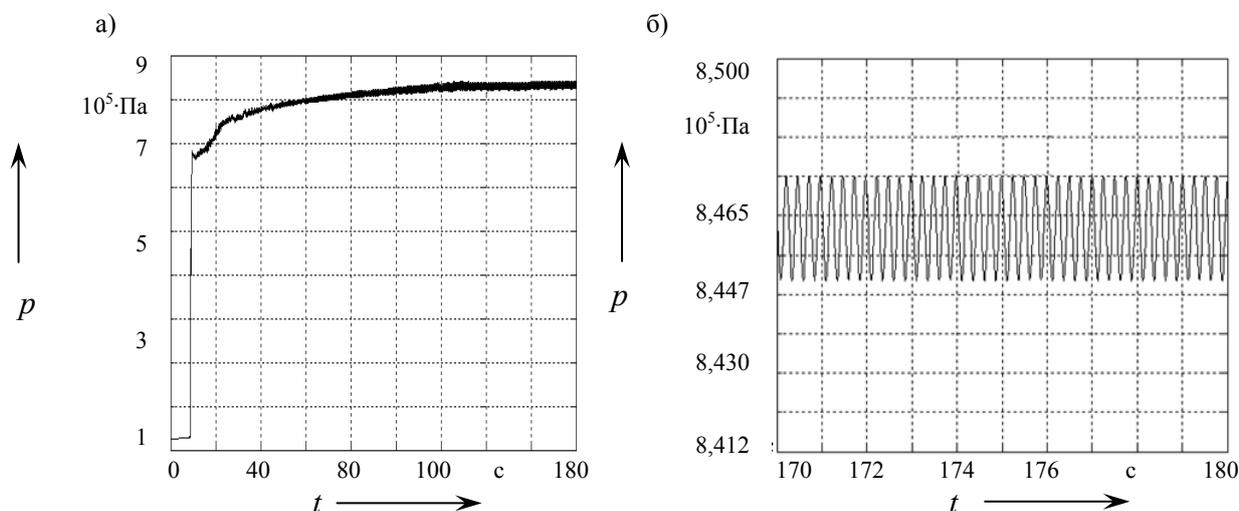


Рис. 10. Графики переходных процессов давления в САУ давления МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулирующим клапаном

Передаточное число и передаточная функция редуктора регулирующего клапана:

$$K_{\text{РЕДкл}} = \frac{\omega_{\text{ДВкл}}}{\omega_{\text{КЛ}}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{НОМ}}}{30} \cdot \frac{\pi}{30 \cdot 2};$$

$$W_{\text{РЕДкл}}(s) = \frac{1}{K_{\text{РЕДкл}} s}.$$

В качестве АД используется АИР 80В4У3 ($P_{\text{НОМ}} = 1500$ Вт; $n_{\text{НОМ}} = 1410$ об/мин; КПД = 78,5 %; $\cos \varphi = 0,8$; $I_{\text{П}}/I_{\text{НОМ}} = 5,3$; $I_{\text{max}}/I_{\text{НОМ}} = 2,4$; $J_{\text{ДВ}} = 0,0034$ кг·м²). Данный АД имеет следующие параметры: $s_{\text{НОМ}} = 0,05$; $M_{\text{К}} = 24,21$ Н·м; $M_{\text{НОМ}} = 10,09$ Н·м; $s_{\text{К}} = 0,27$; $T_{\text{Э}} = 0,012$ с; $\beta = 1,2$ Н·м/с/рад.

Приведенный момент инерции АД рассчитывается исходя из условия $J_{\text{РЕДкл}} + J_{\text{КЛ}} = 4 \cdot J_{\text{ДВ.кл}}$. Приведенный момент инерции и механическая постоянная времени АД примет вид:

$$J_{\Sigma} = J_{\text{ДВкл}} + \frac{J_{\text{РЕДкл}} + J_{\text{КЛ}}}{K_{\text{РЕДкл}}^2};$$

$$T_{\text{М}} = J_{\Sigma} / \beta.$$

Представив регулирующий клапан в виде одномассовой расчетной схемы, передаточная функция примет вид:

$$W_{\text{АДск}} = (T_{\text{Э}} T_{\text{М}} s^2 + T_{\text{М}} s + 1)^{-1}.$$

С учетом высокого порядка малости произведения $T_{\text{Э}} T_{\text{М}}$ передаточная функция АД примет вид:

$$W_{\text{АДск}} = (T_{\text{М}} s + 1)^{-1}.$$

Передаточная функция преобразователя напряжения представлена коэффициентом усиления для линеаризованной модели $W_{\text{Пкл}}(s) = K_{\text{Пкл}}$.

Клапан может быть описан с помощью двух зависимостей: зависимость коэффициента местного сопротивления клапана как функции угла поворота клапана $\xi_{\text{КЛ}} = f(\varphi_{\text{КЛ}})$ и изменения дав-

ления на выходе клапана как функции коэффициента местного сопротивления клапана $\Delta p_{кл} = f(\xi_{кл})$. Обе зависимости являются нелинейными, но, в данном случае, когда рабочий участок составляет от $0,5r_{НОМ,кл}$ до $r_{НОМ,кл}$, с погрешностью менее 1 % функции можно заменить уравнениями прямой [2], откуда передаточная функция имеет вид $W_{кл}(s) = K_{кл}$.

В качестве малой некомпенсируемой постоянной принимается постоянная времени двигателя. В соответствии с полученными параметрами контура регулирования передаточная функция регулятора, фильтра и замкнутого контура клапана примут вид:

$$W_{РЕГск}(s) = \frac{4T_M s + 1}{4T_M s} \cdot \frac{K_{РЕДкл}}{2T_M K_{ДР} K_{Пкл} K_{кл}};$$

$$W_{Фск}(s) = \frac{1}{4T_M s + 1};$$

$$W_{Зск}(s) = \frac{W_{РЕГкл} W_{ПРкл} W_{АДкл} W_{РЕДкл} W_{кл}}{1 + W_{ДД} W_{РЕГкл} W_{ПРкл} W_{АДкл} W_{РЕДкл} W_{кл}}.$$

Передаточная функция САУ давления МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулирующим клапаном и ЛАЧХ (при $s = j\omega$):

$$W_{САУкл}(s) = W_{АД}(s) \cdot W_{НА}(s) \times$$

$$\times K_{ТЭЦ} \cdot W_{МТП}(s) \cdot (1 - W_{Зск}(s));$$

$$L_1(\omega) = 20lg [W_{САУск}(j\omega, l)].$$

Математическая модель в среде MATLAB регулирующего клапана давления представлена на рис. 11.

Все рассмотренные САУ выходят на установившееся значение, при этом имеют различные амплитуды колебаний давления при выходе на установившийся режим. Максимальное значение отклонений от установившегося значения в момент времени 170...180 с отражено в табл. 1.

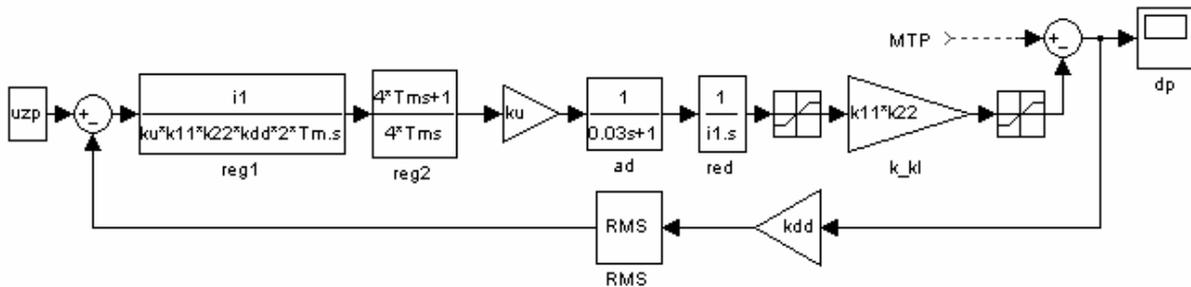


Рис. 11. Математическая модель регулирующего клапана давления в среде MATLAB

Табл. 1. Максимальное значение отклонений давления от установившегося значения в момент времени 170...180 с

Наименование САУ	Максимальное значение отклонений давления, Па
Нерегулируемая САУ давлением МТП ГВС	0,034
САУ давлением МТП на базе регулятора давления с электроприводным регулирующим клапаном	0,044
САУ с ПЧ-АД с заданием скорости АД как функции давления МТС ГВС	0,033
САУ на базе автоматизированного электропривода с ПЧ-АД с контролем давления за СК перед МТП	0,03
САУ с обратной связью по давлению в конце МТП	0,024

Далее проверяется возможность разработанной САУ обрабатывать различные сигналы задания. Результаты моделирования совпадают с заданием с требуемой погрешностью в 1 %.

Выводы

В статье отражена эффективность существующих систем автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости

внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автушенко, Н. А.** Эффективность управления переходными процессами в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 105–113.
2. **Рабинович, Е. З.** Гидравлика / Е. З. Рабинович. – 4-е изд. – М. : Физ.-мат. лит-ра, 1963. – 408 с. : ил.

РУП «Могилевэнерго» ф-л Могилевские тепловые сети
Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky
The regulation of technological parameters in hot water supply systems

The scientific paper deals with the variants of controlling main systems of hot water supply and estimates the expediency of the technological process parameters regulation by means of various control systems. The efficiency of existing systems of automatic control of hot water supply mains is evaluated. The material presented can be used for the estimation of the necessity of the introduction of control systems in the main pipeline systems.

УДК 519.673:62-83

А. С. Коваль, канд. техн. наук, доц., А. В. Шваяков

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ БЕЗРЕДУКТОРНОГО ЭП ЛИФТА С УЧЕТОМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

В статье рассматриваются вопросы синтеза системы управления для безредукторного электропривода лифта. Представлено математическое описание электромеханической системы лифта с безредукторным регулируемым электроприводом. Дан подход к синтезу системы управления исходя из электромеханического взаимодействия в электромеханической системе лифта.

Введение

Современный лифт представляет собой электромеханическую систему, состоящую из электрической и механической подсистем (рис. 1) [1].

Электрическая подсистема лифтов

может быть представлена синхронным или асинхронным регулируемым электроприводом [2]. Система управления регулируемым электроприводом содержит преобразователь частоты, электродвигатель и датчик скорости (ДС).

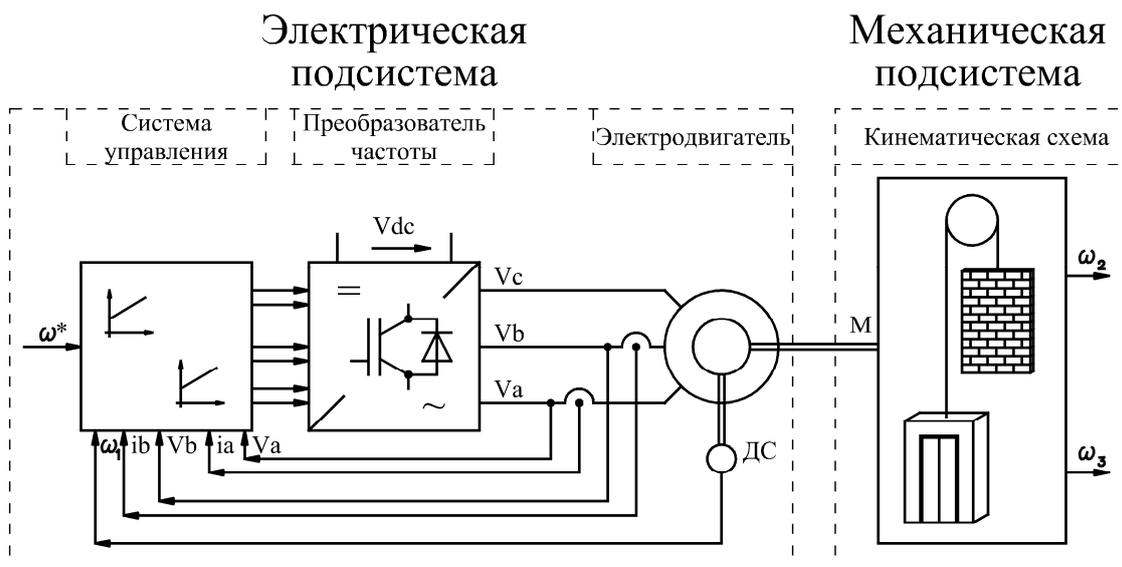


Рис. 1. Состав электромеханической установки лифта

Механическая подсистема безредукторных лифтов представлена различными кинематическими схемами [3–6], причем, как правило, в них можно выделить сосредоточенные элементы, соединенные упругим элементом (рис. 2). К сосредоточенным элементам относятся массы кабины, противовеса, канатоведущего шкива, моменты инерции муфты, валов и электродвигателя. К

распределенным элементам – канаты, которые представляют собой сложную динамическую систему.

При настройке системы управления с регулируемым электроприводом лифта возникает вопрос обоснованного выбора коэффициентов регулятора скорости. Существует множество способов настройки регуляторов систем управления [7–10], в которых качество настрой-

ки оценивается по переходному процессу либо количественным значением заданного функционала качества. Настройка регуляторов систем управления электроприводом лифта известными способами [7–10] не позволяет учиты-

вать на этапе синтеза системы возможностей регулируемого электропривода демпфировать энергию колебаний механической подсистемы, что требует поиска новых подходов к синтезу регулятора скорости электропривода лифта.

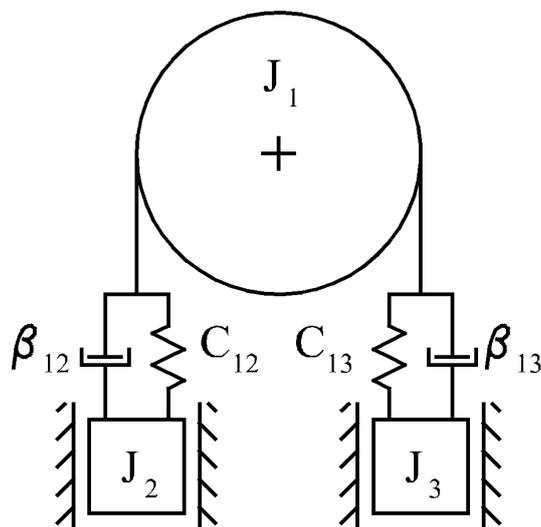


Рис. 2. Структурная схема механической подсистемы: J_1 – приведенный момент инерции двигателя и канатопроводящего шкива; J_2 – приведенный момент инерции кабины; J_3 – приведенный момент инерции противовеса

Математическое описание

Современные системы управления электроприводом лифтов, например системы векторного управления при прямом

управлении моментом [11–13], могут быть сведены к двухконтурным системам управления, с контурами управления моментом и скоростью (рис. 3).

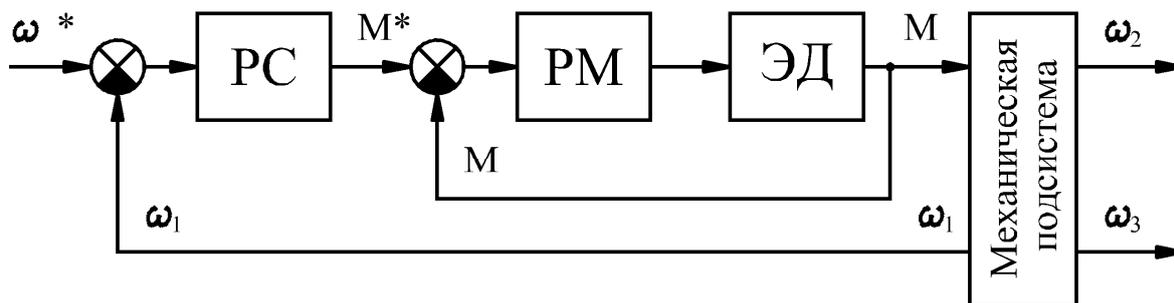


Рис. 3. Функциональная схема системы управления электроприводом: РС – регулятор скорости; РМ – регулятор момента; ЭД – электродвигатель

Контур управления моментом является быстродействующим [14], поэтому передаточная функция замкнутого контура управления может быть оп-

ределена как

$$W_M(p) = \frac{M(p)}{M^*(p)} = 1, \quad (1)$$

где $W_M(p)$ – передаточная функция замкнутого контура управления моментом; p – оператор Лапласа; $M(p)$ – изображение электромагнитного момента электродвигателя, Н·м; $M^*(p)$ – изображение сигнала задания электромагнитного момента, Н·м.

В контуре управления скоростью наиболее часто применяется пропорционально-интегральный регулятор с передаточной функцией

$$W_{PC}(p) = K_p + \frac{K_I}{p}, \quad (2)$$

где $W_{PC}(p)$ – передаточная функция регулятора скорости; K_p – коэффициент усиления пропорциональной части; K_I – коэффициент усиления интегральной части.

Используя передаточные функции (1) и (2), можно получить передаточную функцию замкнутого контура управления скоростью

$$W(p) = \frac{K_p \cdot p + K_I}{J_\Sigma \cdot p^2 + K_p \cdot p + K_I}, \quad (3)$$

где $W(p)$ – передаточная функция замкнутого контура скорости; J_Σ – суммарный момент инерции системы, кг·м².

Механические подсистемы массовых лифтов с регулируемым электроприводом и высотой подъема до 75 м достаточно точно могут быть описаны

трехмассовой консервативной расчетной схемой (рис. 4) [15, 17].

$$\begin{cases} J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M - M_{12} + M_{13}; \\ J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_2 - M_{C2}; \\ J_3 \cdot \frac{d\omega_3}{dt} = M_3 - M_{13} - M_{C3}; \\ \frac{dM_{12}}{dt} = C_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2); \\ \frac{dM_{13}}{dt} = C_{13} \cdot (\omega_3 - \omega_1), \end{cases} \quad (4)$$

где J_1, J_2, J_3 – приведенные к общему валу моменты инерции электродвигателя с канатоведущим шкивом, кабины и противовеса соответственно, кг·м²; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – приведенные к общему валу угловые скорости вращения электродвигателя, кабины и противовеса соответственно, рад/с; M – электромагнитный момент двигателя, Н·м; M_{12}, M_{13} – приведенные моменты взаимодействия, Н·м; M_2, M_3 – приведенные к общему валу моменты, обусловленные силой тяжести, Н·м; M_{C2}, M_{C3} – приведенные к общему валу моменты сопротивления, Н·м; C_{12}, C_{13} – коэффициенты жесткости при кручении связей, Н·м/рад.

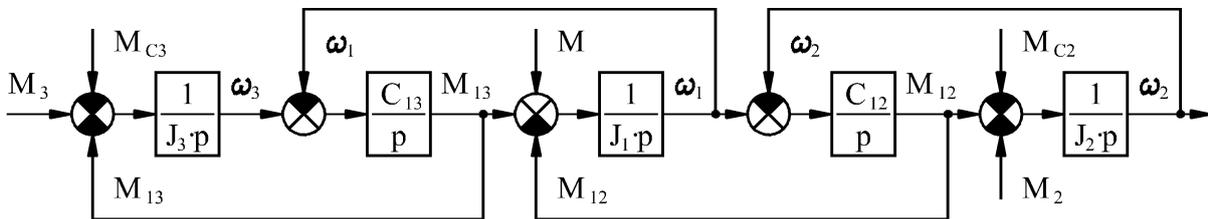


Рис. 4. Структурная схема трехмассовой консервативной системы

Значения коэффициентов жесткости при растяжении определяются по формуле

$$C_{ij} = \frac{n \cdot S \cdot E}{L_{ij}}, \quad (5)$$

где C_{ij} – коэффициенты жесткости при растяжении соответствующей ветви, Н/м; n – число канатов в ветви; S – поперечное сечение каната, см^2 ; E – модуль упругости стального каната, $E = 1,25 \cdot 10^6$ кг·с/см²; L_{ij} – длина соответствующей ветви каната, м.

Приведенные к общему валу моменты инерции определяются по формуле

$$J_i = \frac{m_i \cdot R^2}{i^2}, \quad (6)$$

где J_i – приведенный к общему валу момент инерции, кг·м²; m_i – масса тела, кг; R – радиус канатопроводящего шкива, м; i – передаточное число полиспаста.

Электромеханическое взаимодействие в лифтах с регулируемым ЭП

В [18, 19] показано, что в электромеханических системах может существовать взаимосвязь между процессами, протекающими в электрической и механической подсистемах. Причем электропривод, при определенных условиях, может оказывать демпфирующее действие на слабо демпфированную механическую подсистему, каковой и является механическая подсистема лифта. Количественной оценкой взаимосвязи электрической и механической подсистем может выступать коэффициент электромеханической связи [18, 19], который определяется как отношение амплитуды колебаний движущего усилия, развиваемого в данном случае электродвигателем, к амплитуде колебаний усилий в упругой связи механической подсистемы электромеханической системы лифта, возникающей под воздействием возмущения, действующего на вал двигателя, на частоте собственных колебаний. То есть коэффициенты электромеханической связи для электромеханической системы лифта в операторной форме определяются по следующим формулам:

$$k_{12}(p) = \frac{M(p)}{M_{12}(p)} = \frac{(J_2 \cdot p^2 + C_{12}) \cdot (K_p \cdot p + K_1)}{J_2 \cdot C_{12} \cdot p^2}, \quad (7)$$

$$k_{13}(p) = \frac{M(p)}{M_{13}(p)} = \frac{(J_3 \cdot p^2 + C_{13}) \cdot (K_p \cdot p + K_1)}{J_3 \cdot C_{13} \cdot p^2}, \quad (8)$$

где $k_{12}(p)$ – изображение коэффициента электромеханической связи канатопроводящий шкив–кабина; $k_{13}(p)$ – изображение коэффициента электромеханической связи канатопроводящий шкив–противовес; $M(p)$ – изображение электромагнитного момента, Н·м; $M_{12}(p)$ – изображение момента взаимодействия канатопроводящий шкив–кабина, Н·м; $M_{13}(p)$ – изображение момента взаимодействия канатопроводящий шкив–противовес, Н·м.

Из передаточных функций (7) и (8) видно, что коэффициент электромеханической связи $k_{12}(p)$, $k_{13}(p)$ электромеханической системы лифта зависит от параметров регулятора скорости системы управления K_p , K_1 , эквивалентной жесткости упругой связи C_{12} , C_{13} и приведенного момента инерции J_2 , J_3 .

Синтез регулятора скорости

Одним из способов настройки регуляторов систем управления является модульный оптимум [20, 21], который для отыскания неизвестных коэффициентов регулятора требует решения:

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{d^m A(\omega)}{d\omega^m} \rightarrow 0, \quad m = 1, 2, \dots, n, \quad (9)$$

где $A(\omega)$ – модуль амплитудно-частотной характеристики замкнутой системы управления (3); m – порядок производной; ω – частота входного сигнала, рад/с; n – порядок системы управления.

Решение уравнения (9) позволяет определить соотношение между коэффициентами пропорционально-интегрального регулятора скорости:

$$K_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_p^2}{J_\Sigma}. \quad (10)$$

Выбор значений коэффициентов K_p и K_i необходимо выполнять с учетом возможных резонансных явлений в механической подсистеме (рис. 5) [22], что учитывается выбором частоты среза

контура управления скоростью ω_c . Значение частоты среза ω_c не должно превосходить значения частоты первого резонанса ω_{r1} .

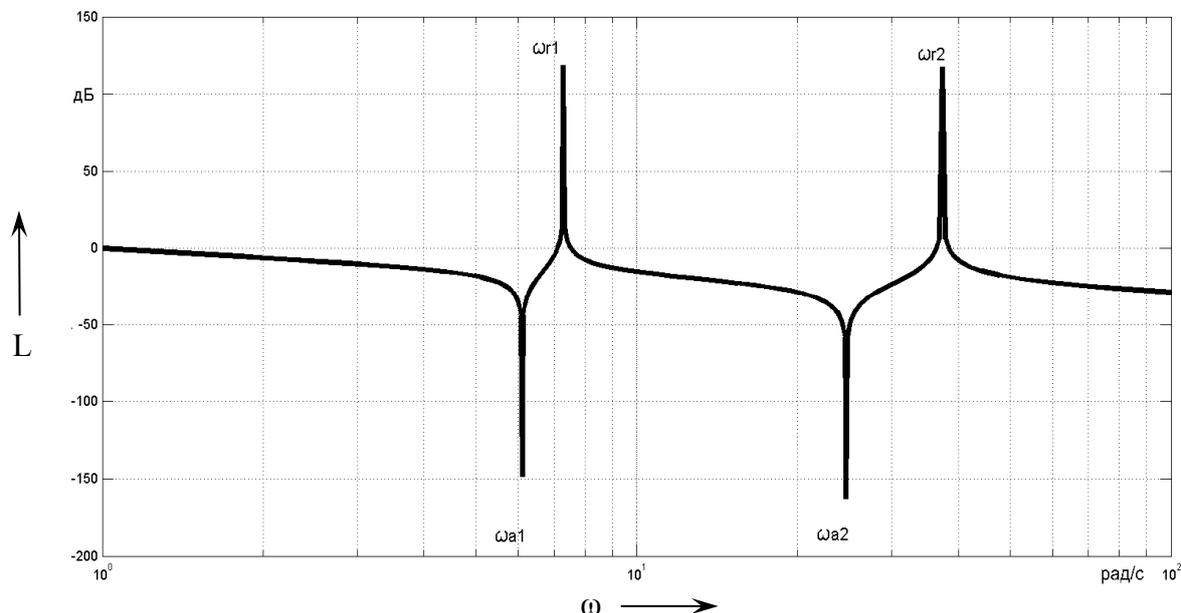


Рис. 5. ЛАЧХ объекта управления

Принимая во внимание (10), коэффициент электромеханической связи

может быть определен по формуле

$$k_{12} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{J_2 \cdot J_3^2 \cdot \omega_c^2 \cdot (3 \cdot C_{12} \cdot (J_1 + J_2) + \omega_c^2 \cdot J_1 \cdot J_2)}{C_{12}^2 \cdot J_1 \cdot (J_1 + J_2)^2}}, \quad (11)$$

где k_{12} – модуль коэффициента электромеханической связи канатоведущий шкив–кабина.

Видно, что коэффициент электромеханической связи (11) зависит от частоты среза контура управления скоростью ω_c и параметров механической подсистемы (J_1, J_2, J_3, C_{12}). Причем при выборе ω_c , в соответствии с (12), значение коэффициента электромеханической связи будет определяться только соотношениями приведенных моментов инерции J_1, J_2, J_3 :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_2}}; \quad (12)$$

$$k_{12} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 + J_2}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot J_1 + 3 \cdot J_2}{J_1}}. \quad (13)$$

Приведенный момент инерции J_2 изменяется с изменением загрузки кабины, что приводит к изменению значения коэффициента электромеханической связи.

Таким образом, для фиксации значения коэффициента электромеханической связи в систему управления необходимо введение поправочного коэффициента (рис. 6), учитывающего изменение загрузки кабины. В этом случае коэффициент электромеханической связи будет определяться по формуле

$$k_{12} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \sqrt{\left(\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 + J_2}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot J_1 + 3 \cdot J_2}{J_1}}, \quad (14)$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий изменения загрузки кабины.

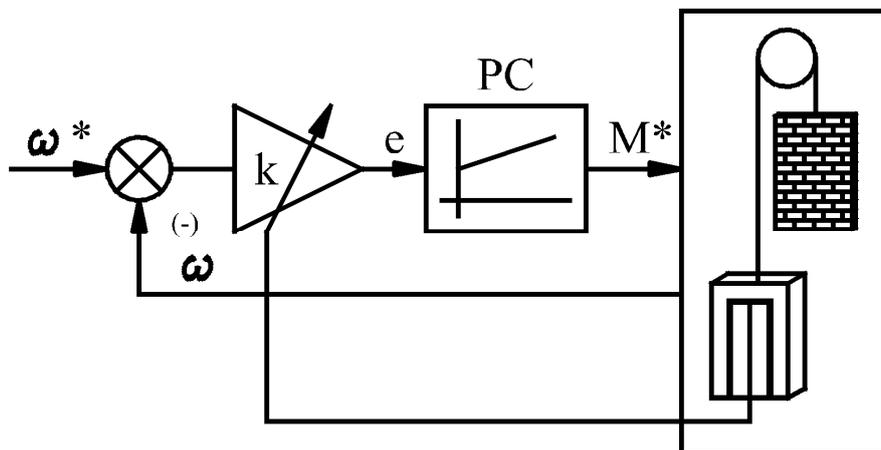


Рис. 6. Структурная схема системы управления электроприводом

Исходя из (14) значение корректирующего коэффициента может быть определено по формуле

$$k = \frac{k_{12}^*}{\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 + J_2}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot J_1 + 3 \cdot J_2}{J_1}}}, \quad (15)$$

где k_{12}^* – желаемое значение коэффициента электромеханической связи.

Таким образом, для поддержания значения коэффициента электромеханической связи постоянным необходимо:

- изменять значения коэффициентов K_p и K_i , что видно из (10) и (12), в зависимости от положения кабины лифта в шахте и её загрузки (рис. 7);

- изменять значение поправочного коэффициента k в зависимости от загрузки кабины (15) (рис. 8).

$$L^* = \frac{L_i}{L_{\max}}, \quad (16)$$

где L^* – безразмерный коэффициент; L_i – текущая длина ветви каната канатопроводящий шкив–кабина, м; L_{\max} – максимальная длина ветви каната канатопроводящий шкив–кабина, м.

$$m^* = \frac{m_i}{m_{\max}}, \quad (17)$$

где m^* – безразмерный коэффициент; m_i – текущая масса груза в кабине, кг; m_{\max} – максимальная масса груза, кг.

Выводы

1. Получено аналитическое выражение для определения коэффициента электромеханической связи, позволяющее выполнить анализ влияния параметров электромеханической системы с регулируемым безредукторным электроприводом на коэффициент электромеханической связи.

2. Представлена структура системы управления безредукторным элект-

троприводом лифта, позволяющая фиксировать значение коэффициента электромеханической связи.

3. Показано, что коэффициент электромеханической связи в электромеханической системе лифта с регулируемым безредукторным электроприво-

дом может быть зафиксирован посредством изменения поправочного коэффициента k в функции загрузки кабины и изменения коэффициентов регулятора скорости K_p и K_I в функции загрузки кабины и положения кабины лифта в шахте.

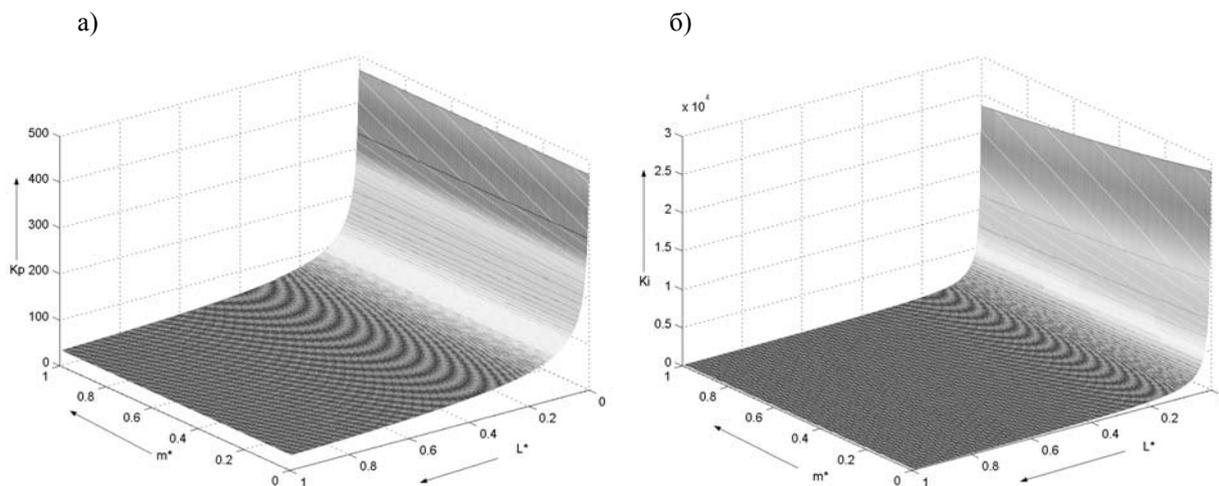


Рис. 7. Зависимость коэффициентов K_p и K_I от загрузки кабины и положения кабины в шахте

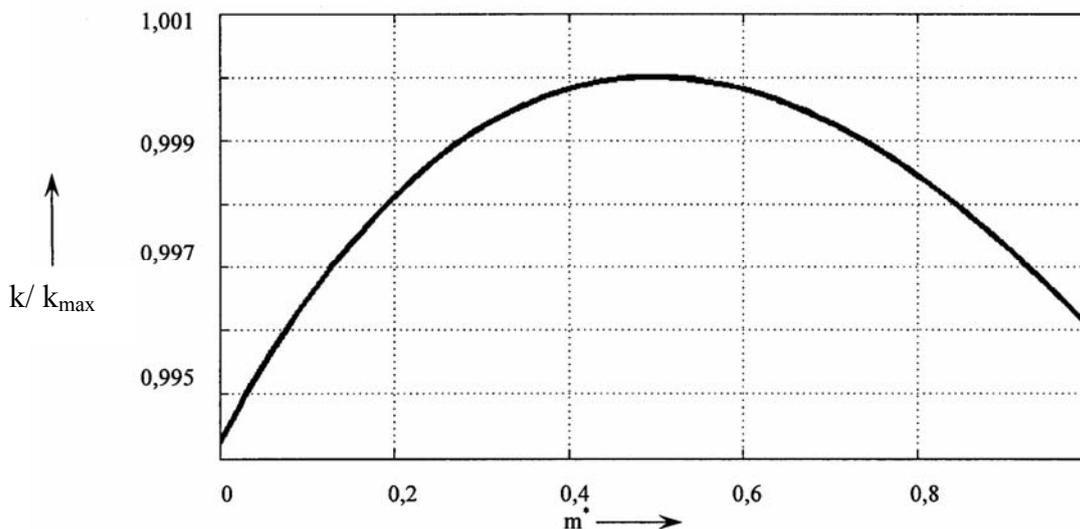


Рис. 8. Зависимость поправочного коэффициента k от загрузки кабины: k_{max} – максимальное значение поправочного коэффициента

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.

2. Афонин, В. И. Основные направления повышения технического уровня двигателей для привода лифтов / В. И. Афонин, А. В. Шорохов [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.vemp.ru / science.html](http://www.vemp.ru/science.html). – Дата доступа : 10.02.2008.

3. **Яновский, Л.** Проектирование механического оборудования лифтов : монография / Л. Яновский. – 3-е изд. – М. : АСВ, 2005. – 336 с.
4. **Беляев, В. П.** Типовой электропривод : учеб. пособие для студентов специальности 10.04 «Энергоснабжение» : в 3 ч. – Минск : БГПА, 1992. – Ч. 2. – 60 с.
5. Лифты : учебник для вузов / Под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : АСВ, 1999. – 480 с. : ил.
6. **Чутчиков, П. И.** Электрооборудование лифтов массового применения / П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев – М. : Машиностроение, 1983. – 168 с. : ил.
7. **Гудвин, Г. К.** Проектирование систем управления / Г. К. Гудвин, С. Ф. Гребе, М. Э. Сальгадо. – М. : БИНОМ, 2004. – 911 с. : ил.
8. **Петров, Ю. П.** Новые главы теории управления и компьютерных вычислений / Ю. П. Петров. – СПб. : БХВ–Петербург, 2004. – 192 с. : ил.
9. **Чернорудский, И. Г.** Методы оптимизации в теории управления : учеб. пособие / И. Г. Чернорудский. – СПб. : Питер, 2004. – 256 с. : ил.
10. **Анхимюк, В. Л.** Проектирование систем автоматического управления электроприводами : учеб. пособие для вузов по специальности «Электропривод и автоматизация промышленных установок» / В. Л. Анхимюк. – Минск : Выш. шк., 1986. – 143 с. : ил.
11. **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 : Estonia, 2004. – P. 81–83.
12. **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.
13. **Vas, P.** Sensorless vector and direct torque control / P. Vas. – Oxford : Oxford science publications, 1998. – 730 p.
14. **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 // Энергетика. Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. – 2008. – № 1. – С. 24–33.
15. **Чупрасов, В. В.** Исследование динамики электроприводов лифтов : автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 1976. – 32 с.
16. **Фираго, Б. И.** Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2004. – 527 с. : ил.
17. **Шваяков, А. В.** К вопросу исследования переходных процессов в лифтах / А. В. Шваяков // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 20–21 нояб. 2008 г. – Могилев, 2008. – С. 143.
18. **Ключев, В. И.** Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М. : Энергия, 1971. – 320 с. : ил.
19. **Пятибратов, Г. Я.** Ресурсосберегающее управление усилиями в упругих передачах и исполнительных устройствах электромеханических систем и комплексов / Г. Я. Пятибратов // V междунар. (XVI всерос.) конф. по автоматизированному электроприводу АЭП-2007, 18–21 сент. 2007 г. / С.-Петерб. гос. политехн. ун-т, Москов. энергет. ин-т ОАО «Электропривод ; редкол. : М. Г. Юньков [и др.]. – СПб., 2007. – С. 58–60.
20. **Киселев, Н. В.** Электропривод с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с. : ил.
21. **Анхимюк, В. Л.** Теория автоматического управления / В. Л. Анхимюк, О. Ф. Опейко, Н. Н. Михеев. – Минск : Дизайн ПРО, 2000. – 352 с. : ил.
22. **Рассудов, Л. Н.** Электропривод с распределенными параметрами электромеханических элементов / Л. Н. Рассудов, В. Н. Мядзель. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 144 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.03.2010

A. S. Koval, A. V. Shvayakov
On the problem of the synthesis of the speed controller of gearless electric drive in elevators with regard to electromechanical interaction

The paper deals with problems of the synthesis of the control system for the elevator gearless electric drive. It presents the mathematical description of the electromechanical system of the elevator with the gearless controllable electric drive. The approach to the synthesis of the control system regarding the electromechanical interaction in the electromechanical system of the elevator is described.

УДК 62-83

**С. В. Кольцов, канд. техн. наук, доц., О. В. Концевенко,
К. В. Овсянников, канд. техн. наук, доц.**

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО-ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ КОРРЕКЦИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ С ПОДЧИНЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПАРАМЕТРОВ И УПРУГИМИ СВЯЗЯМИ

Рассматриваются вопросы улучшения динамических свойств быстродействующих электроприводов, построенных по принципу подчиненного регулирования, с упругой связью между электродвигателем и механизмом. Авторами предлагается введение дополнительных корректирующих звеньев с выходов датчиков обратных связей на входы регуляторов внешних контуров.

Системы с последовательной коррекцией, построенные по принципу подчиненного регулирования, отличаются простотой и удобством при расчете и настройке, возможностью простыми средствами ограничивать любой регулируемый параметр. Широкому внедрению систем с последовательной коррекцией в практику электропривода способствовало создание практически безынерционных вентильных преобразователей постоянного и переменного тока.

Такие системы, как правило, многоконтурные. Они состоят из ряда контуров, число которых равно числу регулируемых параметров. Регуляторы включаются каскадно, их количество соответствует количеству регулируем-

ых координат электропривода, таких, например, как токи и напряжения обмоток, угловая скорость электродвигателя, положение вала приводимого механизма и т. п. Главным регулируемым параметром считается выходная величина системы регулирования.

На рис. 1 приведена обобщенная структурная схема многоконтурной системы подчиненного регулирования. Здесь каждый контур имеет отдельный регулятор ($W_{P1}, W_{P2}, \dots, W_{P4}$), настраиваемый в соответствии с передаточной функцией объекта регулирования ($W_{O1}, W_{O2}, \dots, W_{O4}$) этого контура. Настройки контуров, широко применяемые на практике, известны под названием симметричный или модульный оптимум.

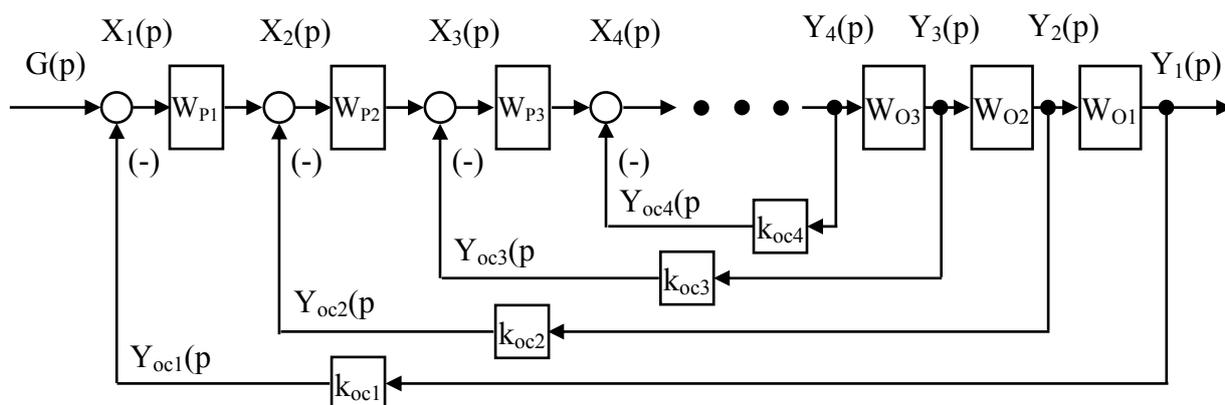


Рис. 1. Обобщенная структурная схема системы подчиненного регулирования с последовательной коррекцией

Настройка многоконтурной системы с подчиненным регулированием производится путем последовательной оптимизации каждого контура, начиная от первого внутреннего и заканчивая последним внешним контуром. Смысл оптимизации контура заключается в том, чтобы его регулируемая величина наиболее быстро и точно следовала за изменением задания, а также мало зависела от возмущающих воздействий. При надлежащем выборе регуляторов принцип подчиненного регулирования координат обеспечивает вполне удовлетворительный характер переходного процесса по управляющему воздействию.

К электроприводам механизмов повторно-кратковременного режима работы предъявляется требование быстрого времени протекания переходных процессов. При этом часто имеет место ограниченная жесткость связи между двигателем и рабочим органом механизма или между составными частями рабочего органа. Увеличение жесткости не всегда может быть выполнено в связи с конструктивными особенностями технологической установки, например в подъемно-транспортных механизмах, лентопротяжных и бумагоделательных машинах.

В быстродействующих электроприводах наличие упругой связи между электродвигателем и механизмом влияет на работу технологической установки. Возникающие колебания в механической части приводят к повышенному износу установки, ухудшению энергетических показателей, а переходные процессы в электроприводе значительно отличаются от оптимальных. В таких электроприводах трудно выбирать тип регулятора и его параметры с таким расчетом, чтобы получить удовлетворительный характер переходного процесса по задающему и возмущающему воздействиям.

Влияние ограниченной жесткости механической передачи на переходный процесс рассмотрим на примере двух-

контурной системы подчиненного регулирования скорости электродвигателя 2ПБ112ЛУХЛ4. Расчетная схема – двухмассовая, настройки контуров стандартные: контур тока настроен на модульный оптимум, контур скорости – на симметричный.

Моделирование переходных процессов в идеализированной линеаризованной системе показывает, что колебания скорости электродвигателя и исполнительного механизма находятся в противофазе (рис. 2) и затухают весьма медленно.

Для того чтобы подавить негативные явления, связанные с присутствием упругости в механической передаче, был разработан ряд методов организации и настройки систем управления. Основные из них [1–3]:

- 1) коррекция (уменьшение) коэффициента усиления регулятора скорости в системе подчиненного регулирования;
- 2) дополнительная коррекция системы подчиненного регулирования;
- 3) система подчиненного регулирования с введением дополнительных обратных связей по разности скоростей двигателя и исполнительного органа;
- 4) введение обратной связи по производной от скорости исполнительного органа;
- 5) введение обратной связи по второй производной от скорости исполнительного органа;
- 6) система управления с модальным регулятором;
- 7) система управления с наблюдающим устройством;
- 8) электромеханическая система, замкнутая по вектору состояния;
- 9) система управления, настроенная с использованием компромиссного оптимума;
- 10) использование фильтра с ограниченной полосой пропускания (подавление резонансного пика);
- 11) параллельная коррекция с косвенным измерением скорости исполнительного органа и с использованием

гибкой обратной связи, заведенной на вход регулятора тока.

Метод 1 уменьшает быстродейст-

вие, методы 2...9, 11 сложны в технической реализации, метод 10 ограничен в применении.

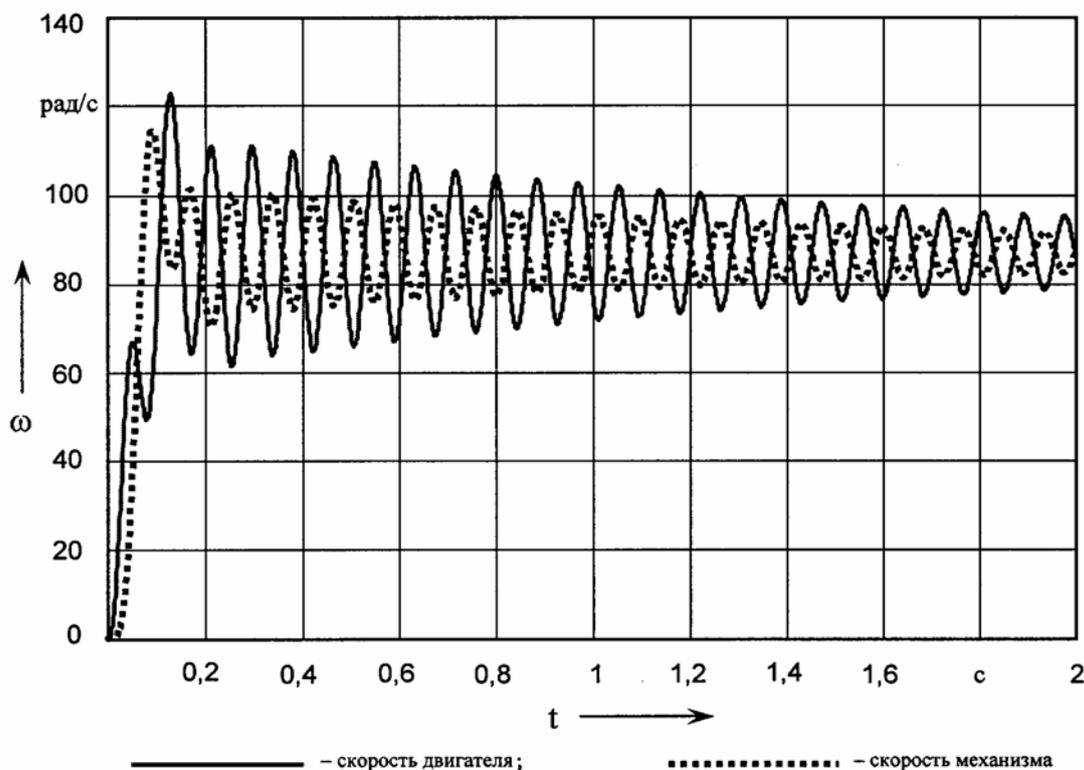


Рис. 2. Переходные процессы скорости в системе с упругим элементом

Если переходные процессы в системе с упругим элементом в механической передаче отличаются от оптимальных, авторами предлагается введение дополнительных корректирующих звеньев. Указанные корректирующие звенья подключаются с выходов датчиков обратных связей на входы регуляторов внешних контуров, как показано на рис. 3.

Количество корректирующих звеньев, как видно из рис. 3, на единицу меньше количества контуров регулирования. Настраиваются контуры регулирования последовательно, начиная с внутреннего. Критерием настройки может быть метод модального управления, либо корневой метод.

Рассмотрим двухконтурную систему регулирования скорости с одним корректирующим устройством $W_{ку}$,

включенным с выхода датчика тока на вход регулятора скорости, как показано на рис. 4.

Поскольку методика синтеза таких корректирующих устройств в достаточной степени не разработана, то одним из способов настройки может быть формирование полюсов передаточной функции замкнутой системы или же заданных коэффициентов характеристического полинома.

Передаточную функцию корректирующего устройства, в данном случае, будем искать в виде пропорционально-интегрально-дифференциального звена, а критерием настройки будем считать удаленность вещественных частей корней характеристического полинома замкнутой системы от мнимой оси (степень устойчивости системы).

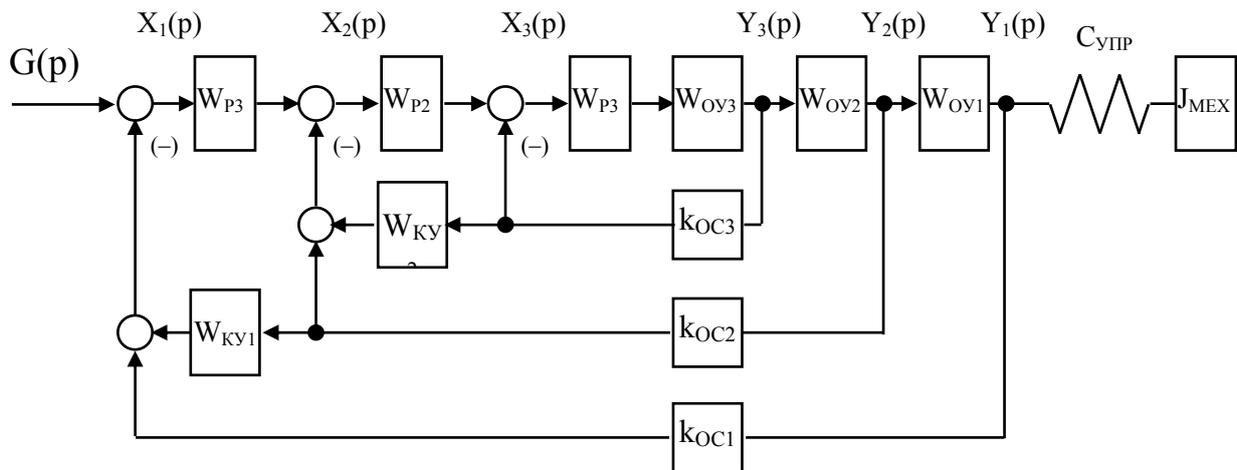


Рис. 3. Обобщенная структурная схема системы подчиненного регулирования с последовательно-параллельной коррекцией

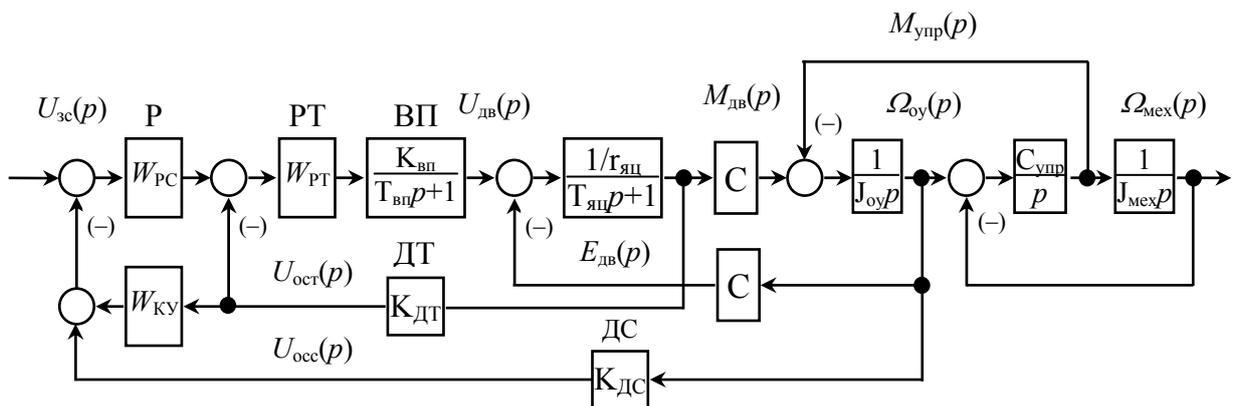


Рис. 4. Структурная схема системы подчиненного регулирования скорости электродвигателя постоянного тока с последовательно-параллельной коррекцией

Настройка корректирующего устройства заключается в том, чтобы, практически не изменяя характера переходного процесса по задающему воздействию, ослабить влияние упругих колебаний на работу системы.

Расчеты при различных параметрах пропорциональной и дифференциальной составляющих показали, что существует такая передаточная функция корректирующего устройства, при которой степень устойчивости системы имеет максимальное значение, как видно из рис. 5.

Проведенное моделирование для найденных параметров передаточной функции корректирующего устройства показало, что колебательность переходной характеристики уменьшилась при практически неизменном времени регулирования по задающему воздействию (рис. 6). Кроме того, степень устойчивости системы регулирования повышается.

Таким образом, назначение предложенного корректирующего устройства – демпфирование колебаний выходной координаты, вызванных наличием упругих связей в механизме.

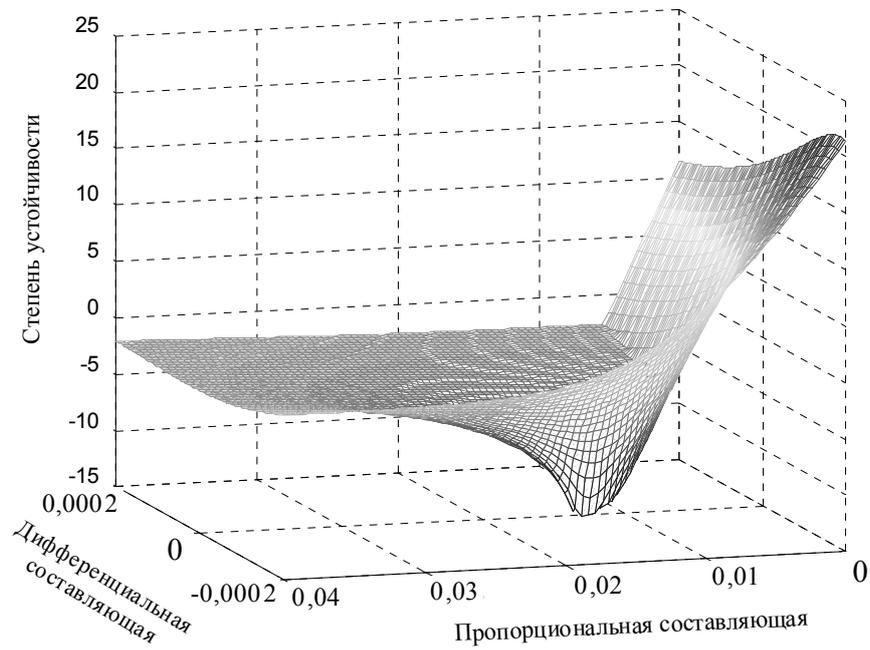


Рис. 5. Зависимость степени устойчивости системы регулирования скорости от параметров передаточной функции корректирующего устройства

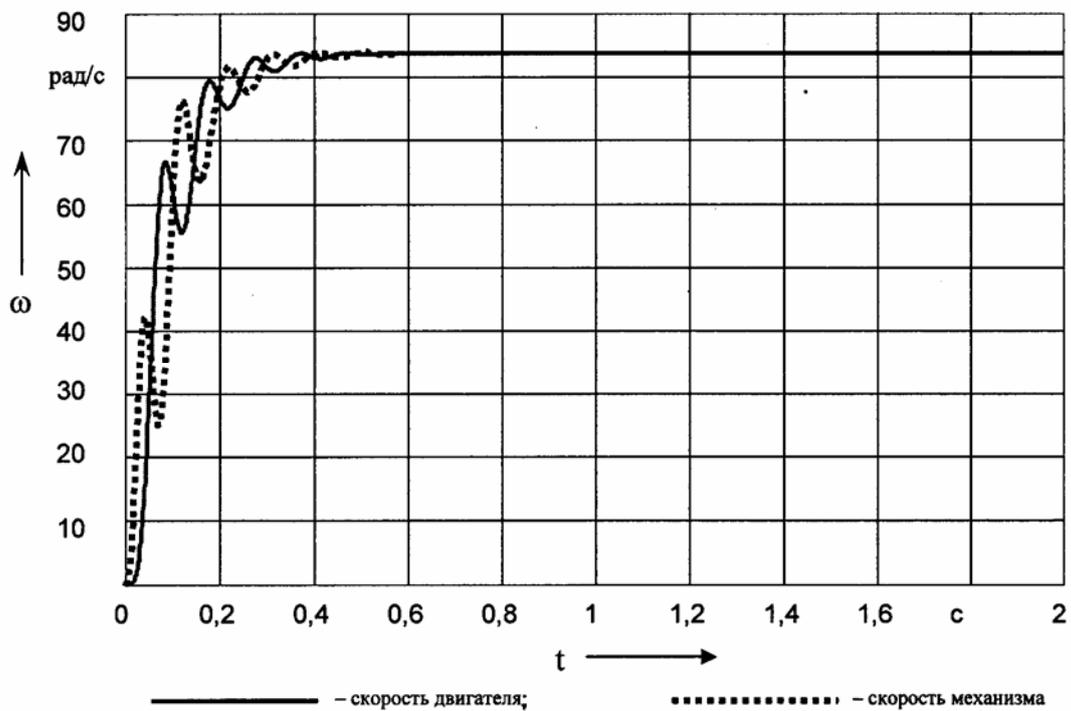


Рис. 6. Переходные процессы скорости в системе с упругим элементом и корректирующим устройством

Недостатками систем с последовательно-параллельной коррекцией являются сложность расчета параметров корректирующих звеньев и трудности при настройке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борцов, Ю. А.** Тиристорные системы электропривода с упругими связями / Ю. А. Бор-

цов, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергия, 1979. – 263 с.

2. **Егоров, В. Н.** Динамика систем электропривода / В. Н. Егоров, В. М. Шестаков. – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1983. – 216 с.

3. **Башарин, А. В.** Управление электроприводами : учеб. пособие для вузов / А. В. Башарин, В. А. Новиков, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергоиздат, 1982. – 392 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

**S. V. Koltsov, O. V. Kontsevenko,
K. V. Ovsyannikov**
**Series-parallel correction of electric drive
control systems with subordinate parameters
regulation and elastic connections**

The paper considers the problems of improving the dynamic behavior of fast electric drives constructed on the basis of subordinate regulation, with the elastic connection between the electric motor and the mechanism. The authors offer the introduction of additional correcting links from the outputs of feedback sensors on the inputs of regulators of external circuits.

УДК 621.3

О. Н. Парфенович, канд. техн. наук, доц., О. А. Капитонов**ТРАНЗИСТОРНЫЙ ШИРОТНО-ИМПУЛЬСНЫЙ РЕГУЛЯТОР НАПРЯЖЕНИЯ
ДЛЯ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ**

В статье приведены результаты исследования транзисторного широтно-импульсного регулятора напряжения для асинхронных электродвигателей. Даны графики напряжений и токов в силовых ключах и обмотках электродвигателя, полученные методом компьютерного моделирования в среде MATLAB. Показано улучшение $\cos\phi$ и КПД электропривода при работе в зоне нагрузок, меньших номинальных, и на регулировочных характеристиках.

В настоящее время в промышленно развитых странах существует тенденция использовать только регулируемые, так называемые интеллектуальные электродвигатели, что, в целом, при их эксплуатации уже сейчас дает свыше 10...15 % экономии электроэнергии. В частности, не менее 40 % электроэнергии потребляют различного рода нагнетатели (насосы, вентиляторы и пр.), которые в большинстве своем приводятся в движение нерегулируемыми электродвигателями. Установка же в нагнетателях вместо дросселирования регулируемых электродвигателей дает экономию электроэнергии – до 40...50 %, воды – 15...20 %, тепла – до 20 %.

Весьма эффективно использование регулируемых интеллектуальных, энергосберегающих электродвигателей и в машиностроении, в этом деле, по данным зарубежных источников, экономят до 15...20 % электроэнергии и до 10...15 % электродвигателей.

Западноевропейские электротехнические концерны АВВ, «Сименс», «Дорфос», японские – «Хитачи», «Тошиба», американская «Аналог Дэвис» и др. расширяют функциональные возможности асинхронных электродвигателей за счет применения частотных преобразователей, сработанных на основе новых IGBT- и MOSFET-технологий.

Мы предлагаем для решения задач энергосбережения в стандартных электродвигателях использовать регуляторы напряжения, которые могут

быть в 4...5 раз дешевле частотных, а для расширения функциональных возможностей электродвигателей (регулирование частоты вращения, пуска, торможения и пр.), снижения на единицу мощности их массогабаритных характеристик (стали, меди) использовать специальную, разработанную нами конструктивную концепцию асинхронного с короткозамкнутым ротором электродвигателя с двухроторной электромеханикой ДАС-12 и регулятором напряжения в электромехатронном исполнении [1].

В качестве регулятора напряжения для данного электродвигателя можно применить общеизвестный тиристорный регулятор напряжения с фазовым управлением. Нами разрабатывается транзисторный регулятор напряжения, работающий на модулируемой частоте 4...10 кГц. Функциональная схема такого регулятора приведена на рис. 1. Результаты испытания показали достаточную эффективность подобного технического решения регулирования напряжения в цепи обмотки статора электродвигателя.

Схема предлагаемого регулятора работает следующим образом. При открытом состоянии силовых транзисторов на статор электродвигателя поступает напряжение питающей сети. При этом ток каждой из фаз электродвигателя протекает через фазу обмотки питающего трансформатора (сети), диодно-транзисторную группу и фазу обмотки статора электродвигателя.

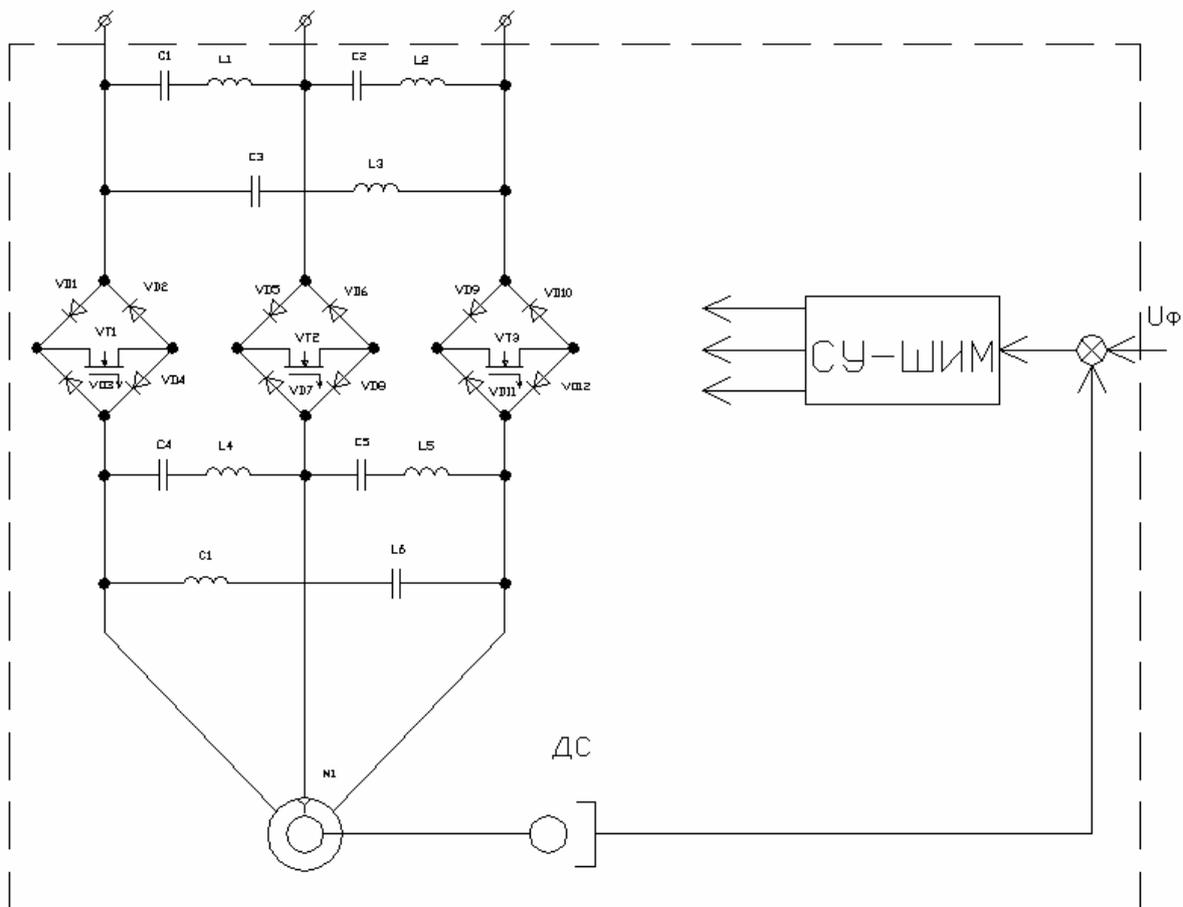


Рис. 1. Функциональная схема регулятора напряжения

При запираии силовых транзисторов реактивная мощность сети разряжается через входные конденсаторы, а реактивная мощность обмотки статора электродвигателя – через выходные. При этом напряжение на каждом из конденсаторов повышается либо понижается (в зависимости от направления тока). Для ограничения токов перезаряда конденсаторов последовательно с каждым конденсатором включены дроссели. После отпираии силовых транзисторов происходит процесс перезаряда конденсаторов.

Таким образом, в данной системе осуществляется широтно-импульсное регулирование напряжения на статоре электродвигателя путем запираии и отпираии силовых транзисторов с определенной скважностью и частотой.

Преимущества данной системы регулирования перед обычной системой ТРН-АД (с фазовым управлением) обусловлены импульсным способом регулирования. Благодаря этому обеспечивается удовлетворительный гармонический состав токов статора электродвигателя, что обуславливает отсутствие пульсаций электромагнитного момента, вибраций и шумов при работе электродвигателя. Данная система лишена эффекта снижения $\cos \varphi$ при работе на регулировочных характеристиках, возникающего из-за того, что фазовый способ регулирования вносит фазовый сдвиг первой гармоники тока относительно напряжения.

При закрытом состоянии транзисторов силовые конденсаторы выполняют функцию компенсации реактивной

мощности, потребляемой обмоткой статора электродвигателя и питающей сети. Это позволяет повысить коэффициент мощности системы электропривода.

Система обладает лучшими энергетическими характеристиками, чем обычная ТРН–АД, благодаря лучшему гармоническому составу токов статора электродвигателя и более высокому коэффициенту мощности.

Были проведены исследования работы предлагаемой системы электропривода на компьютерной модели, реализованной в пакете MATLAB/SIMULINK. Для проведения исследований были разработаны математические и компьютерные модели асинхронного электродвигателя и силового преобразователя.

Математическая модель асинхронного электродвигателя определяется следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\Psi_{1x}}{dt} = u_{1x} - i_{1x} R_1 + \omega_{0\text{эз}} \Psi_{1y} ; \\ \frac{d\Psi_{1y}}{dt} = -i_{1y} R_{1y} - \omega_{0\text{эз}} \Psi_{1x} ; \\ \frac{d\Psi_{2x}}{dt} = u_{2x} - i'_{2x} R'_2 + (\omega_{0\text{эл}} - \omega_{2\text{эл}}) \Psi_{2y} ; \\ \frac{d\Psi_{2y}}{dt} = u_{2y} - i'_{2y} R'_2 - (\omega_{0\text{эл}} - \omega_{2\text{эл}}) \Psi_{2x} ; \\ i_{1x} = \frac{1}{L_1} \Psi_{1x} - \frac{L_m}{L_1} i'_{2x} ; \\ i_{1y} = \frac{1}{L_1} \Psi_{1y} - \frac{L_m}{L_1} i'_{2y} ; \\ i_{2x} = \frac{1}{L_2} \Psi_{2x} - \frac{L_m}{L_2} i_{1x} ; \\ i_{2y} = \frac{1}{L_2} \Psi_{2y} - \frac{L_m}{L_2} i_{1y} ; \\ M = \frac{1}{2} P_n \frac{L_m}{L_1} (\Psi_{1y} i'_{2x} - \Psi_{1x} i'_{2y}), \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\Psi_{1x}, u_{1x}, i_{1x}, \Psi_{2x}, u_{2x}, i_{2x}$ – проекции

обобщенных векторов потокосцепления статора, напряжения на статоре, тока статора на ось X ; $\Psi_{1y}, u_{1y}, i_{1y}, \Psi_{2y}, u_{2y}, i_{2y}$ – проекции обобщенных векторов потокосцепления статора, напряжения на статоре, тока статора на ось Y .

Для проведения исследований работы регулятора была разработана компьютерная модель, реализующая численное интегрирование приведенной выше системы уравнений.

На рис. 2 представлена компьютерная модель исследуемого преобразователя в среде SIMULINK.

При помощи полученной компьютерной модели проведены исследования электромагнитных процессов в элементах силового преобразователя и обмотках статора электродвигателя.

Ниже приведены временные диаграммы, полученные в результате компьютерного моделирования (рис. 3...8).

Исследование энергетических характеристик электропривода показало следующие результаты.

Величина реактивной мощности при работе электродвигателя ДАС-12 при питании непосредственно от сети и его работе в номинальном режиме определяется следующими данными.

Полная мощность электродвигателя:

$$S_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\cos \varphi}, \quad (2)$$

$$S_{\text{ном}} = \frac{3500}{0,82} = 4268,29 \text{ В}\cdot\text{А}.$$

Реактивная мощность электродвигателя:

$$Q_{\text{ном}} = \sqrt{S_{\text{ном}}^2 - P_{\text{ном}}^2}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{ном}} = \sqrt{3658,53^2 - 3000^2} = 2443 \text{ вар}.$$

Отсюда видно, что величина реактивной мощности соизмерима с номинальной активной мощностью электродвигателя.

Полная мощность при работе электродвигателя ДАС-12 от преобразователя с ШИМ регулятором:

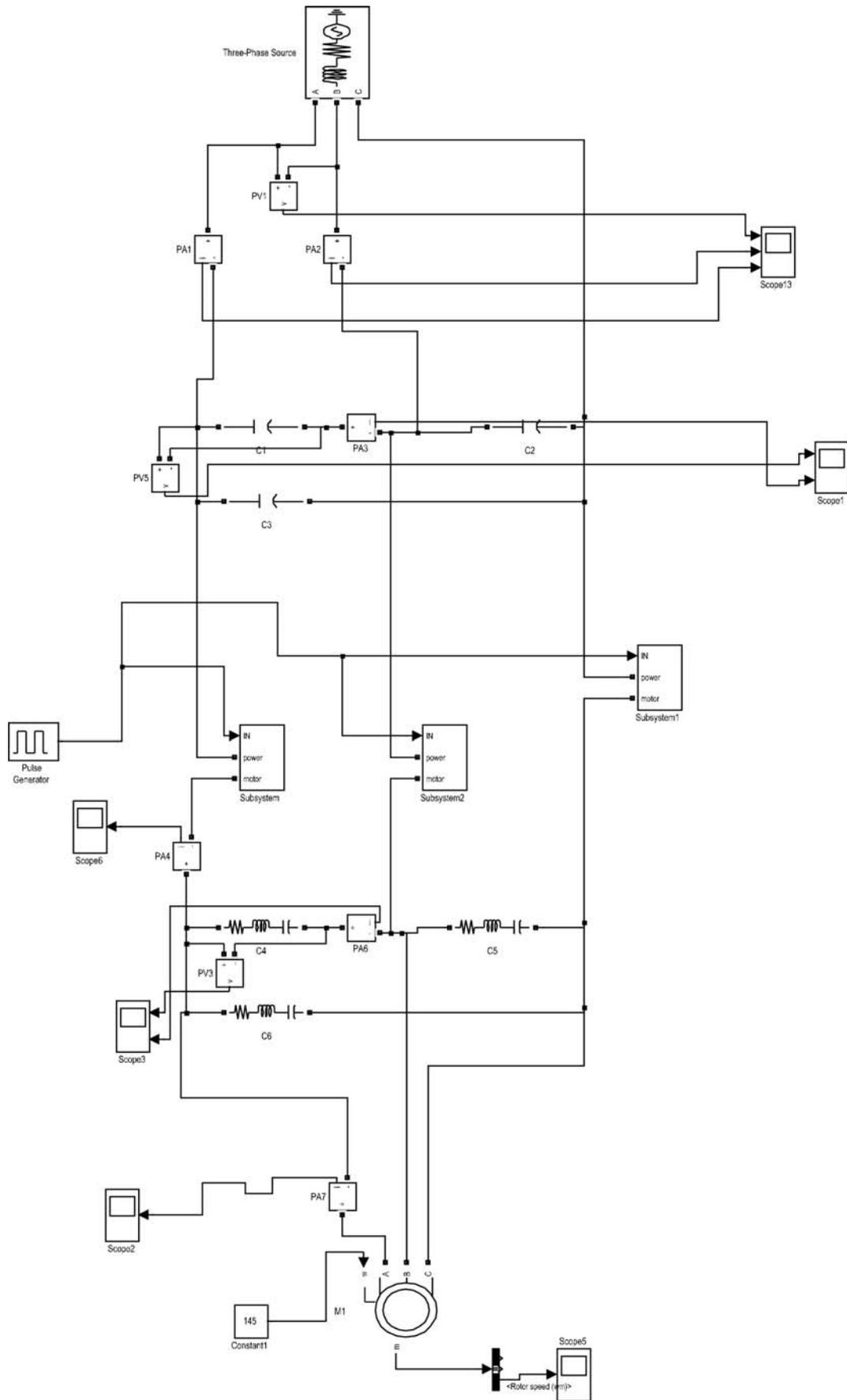


Рис. 2. Компьютерная модель преобразователя в пакете MATLAB/SIMULINK

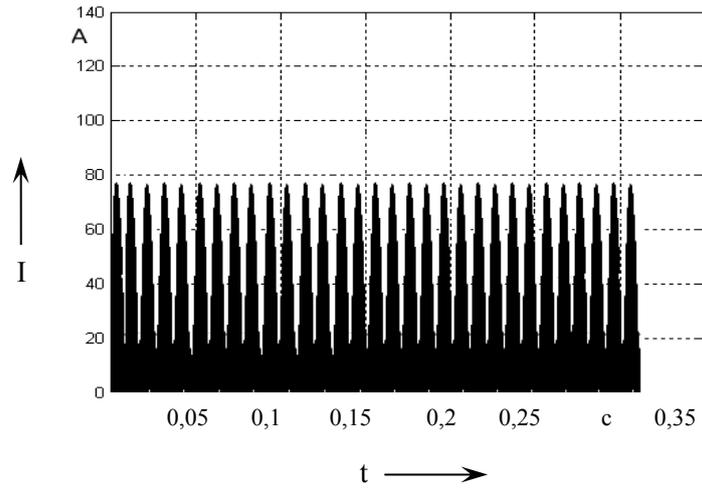


Рис. 3. Ток силового транзистора во временном масштабе 1 см – 0,05 с

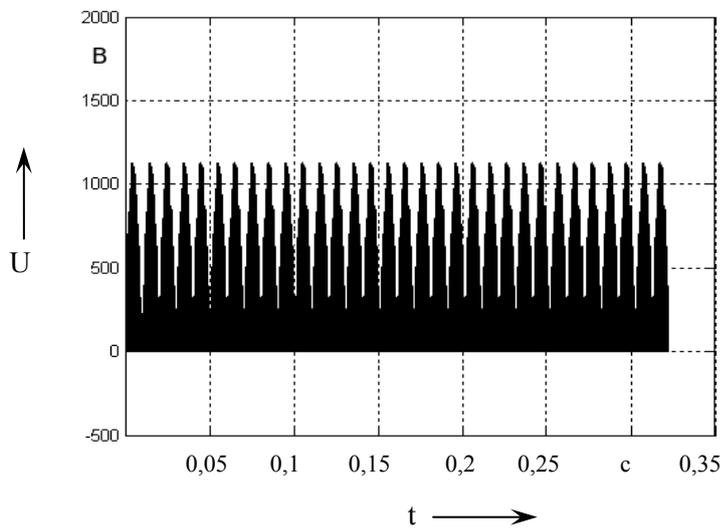


Рис. 4. Напряжение на силовом транзисторе во временном масштабе 1 см – 0,05 с

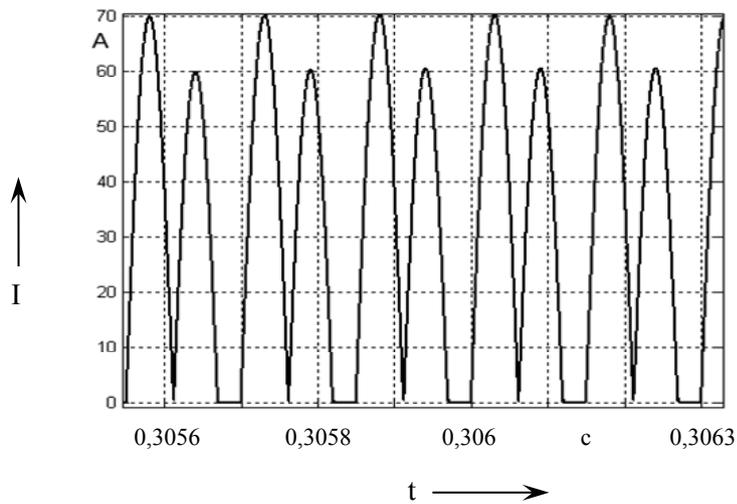


Рис. 5. Ток силового транзистора во временном масштабе 1 см – $1 \cdot 10^{-4}$ с

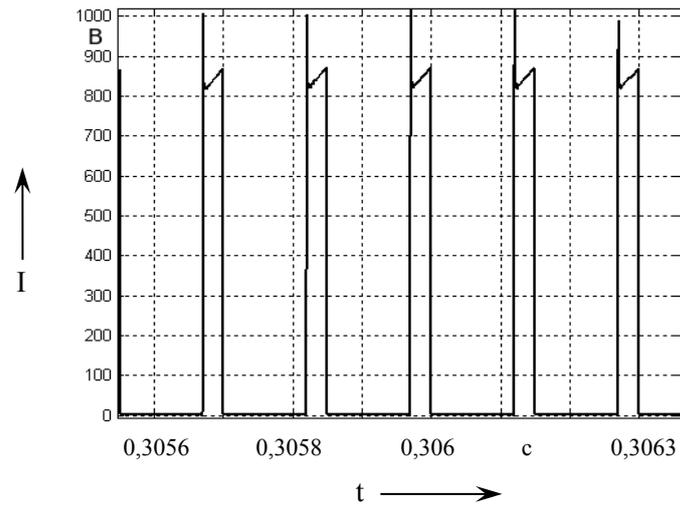


Рис. 6. Напряжение на силовом транзисторе во временном масштабе 1 см – $1 \cdot 10^{-4}$ с

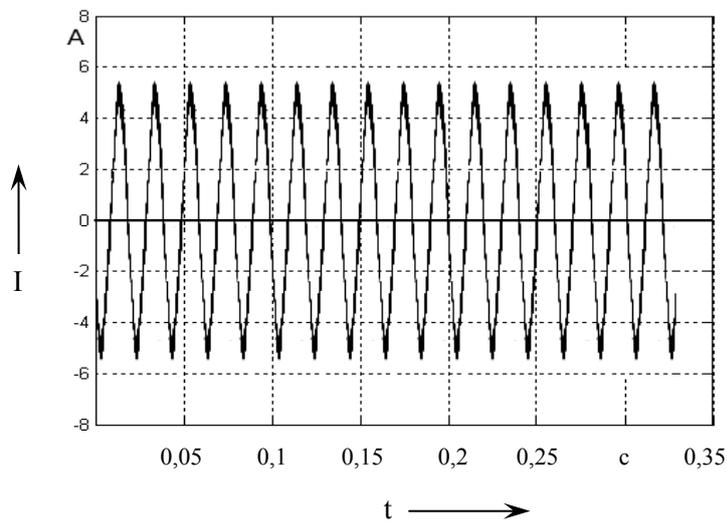


Рис. 7. Ток фазы обмотки статора электродвигателя во временном масштабе 1 см – 0,05 с

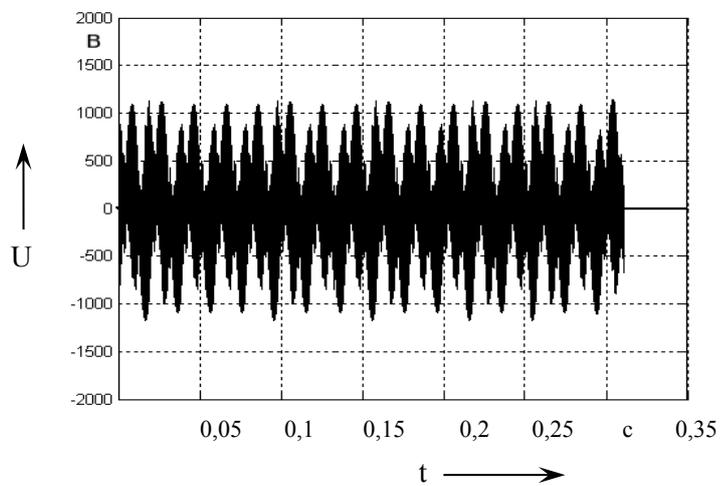


Рис. 8. Линейное напряжение на фазах обмотки статора электродвигателя во временном масштабе 1 см – 0,05 с

$$S_{ном.рег} = \frac{P_{ном}}{\cos \varphi}, \quad (4)$$

$$S_{ном.рег} = \frac{3500}{0,96} = 3645 \text{ В}\cdot\text{А}.$$

Реактивная мощность:

$$Q_{ном.рег} = \sqrt{S_{ном.рег}^2 - P_{ном.рег}^2}, \quad (5)$$

$$Q_{ном.рег} = \sqrt{3125^2 - 3000^2} = 1017,85 \text{ вар}.$$

Таким образом, отношение реактивной мощности отдельного электродвигателя, работающего непосредственно от сети и в исследуемой системе с

ШИМ регулятором, составит:

$$\frac{Q_{ном}}{Q_{ном.рег}} = \frac{2443}{1017,85} = 2,4.$$

Уменьшение величины реактивной мощности объясняется тем, что присутствующие в схеме разрядные конденсаторы, помимо прямой функции разряда реактивной мощности, выполняют функцию компенсации потребляемой электродвигателем реактивной мощности.

Эффект компенсации реактивной мощности показан на рис. 9 и 10.

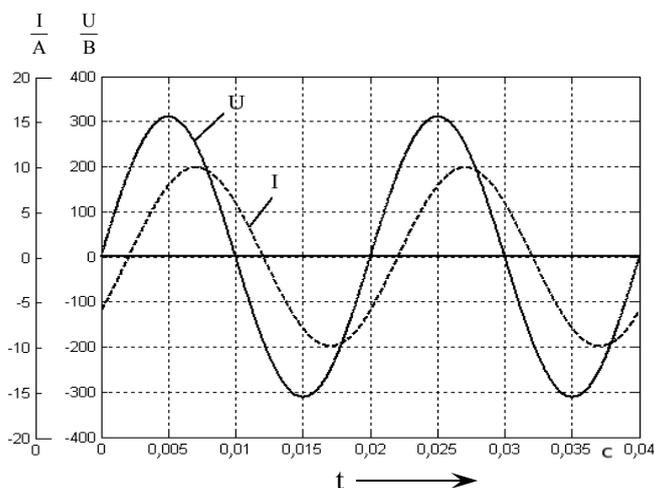


Рис. 9. График первой гармоники тока и напряжения в фазе электродвигателя ДАС-12 при номинальной нагрузке и питании непосредственно от сети

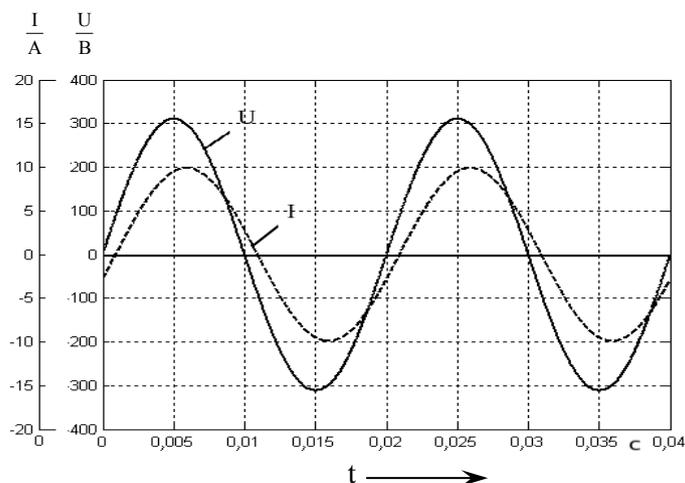


Рис. 10. График первой гармоники тока и напряжения в фазе электродвигателя ДАС-12 при номинальной нагрузке и работе в исследуемой системе электропривода

Выводы

1. Исследуемая система электропривода осуществляет импульсное регулирование напряжения на статоре асинхронного электродвигателя, при этом форма тока в обмотках статора электродвигателя значительно ближе к синусоидальной, чем при использовании известной системы ТРН–АД.

2. Присутствующая высокочастотная составляющая может быть устранена применением специального фильтра, т. к. частота первой гармоники составляет 50 Гц, а высших гармоник – несколько кГц.

3. Ток, протекающий через силовые транзисторы, превышает номинальный ток электродвигателя. Этот недостаток является следствием того, что для ограничения тока перезаряда конденсаторов было применено простейшее решение – использование дросселей, включенных последовательно с конденсаторами. Для уменьшения тока, протекающего через силовые транзисторы, необходимо использовать более совершенные ограничители тока перезаряда конденсаторов в преобразователе данной конструкции, т. е. вместо дросселей применить специальные фильтры для

среза бросков тока.

4. При управлении электродвигателем ДАС-12 от исследуемого регулятора напряжения происходит повышение КПД и $\cos\varphi$ электропривода при нагрузках, меньших номинальных, и на регулировочных характеристиках электропривода (рис. 11 и 12).

5. Моделирование исследуемой системы электропривода показало возможность создания и работы реальной системы, основанной на предложенном принципе регулирования асинхронного электродвигателя. Из полученных результатов видно, что данная система способна обеспечить более качественное регулирование частоты вращения, чем известная система тиристорный регулятор напряжения – асинхронный электродвигатель. В то же время исследуемая система проще в системе управления, по конструкции и дешевле преобразователя частоты. Предлагаемая схема регулятора напряжения может быть рекомендована для применения вместе с электродвигателем специальной конструкции ДАС-12, специально предназначенного для регулирования напряжением в цепи обмотки статора.

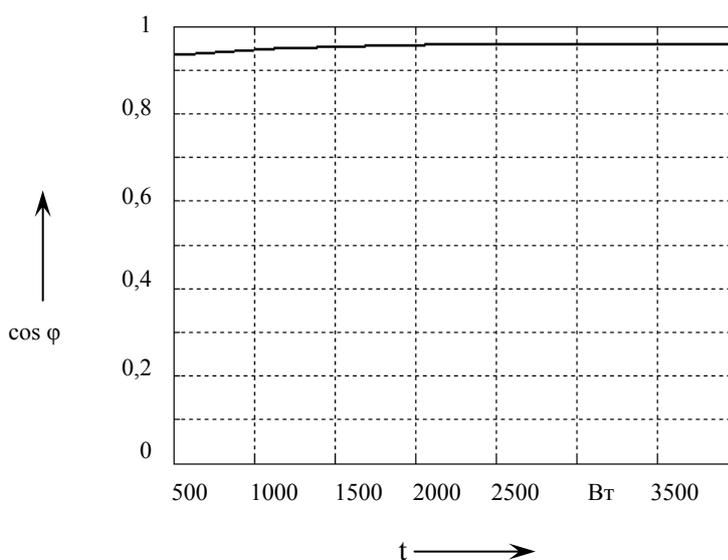


Рис. 11. Зависимость $\cos \varphi$ от мощности на валу электродвигателя ДАС-12 при работе в исследуемой системе электропривода

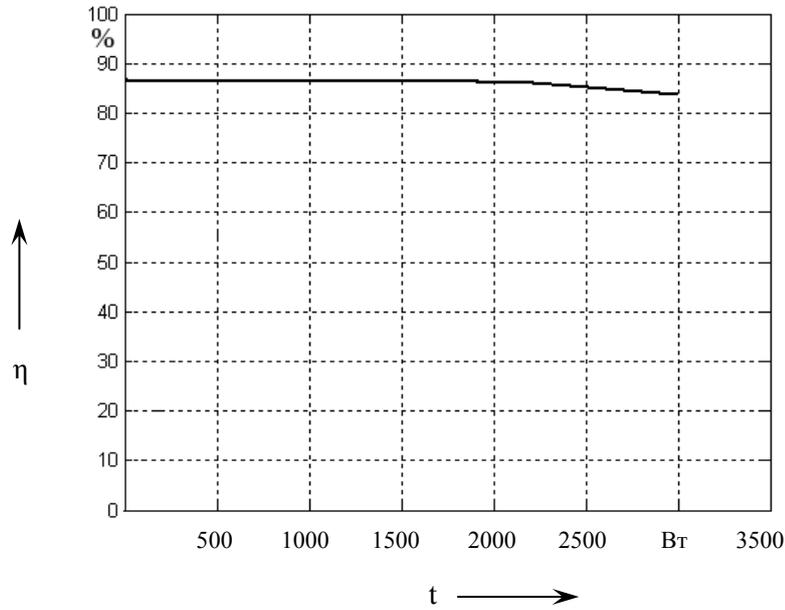


Рис. 12. Зависимость КПД от мощности на валу электродвигателя ДАС-12 при работе в исследуемой системе электропривода

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Парфенович, О. Н.** Регулируемый асинхронный с короткозамкнутым ротором

электродвигатель в электромехатронном исполнении / О. Н. Парфенович, Н. Д. Кебеде. – Минск : Энергетика, 1998. – С. 42–45.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

O. N. Parfenovich, O. A. Kapitonov
Transistor pulse-width voltage
regulator for induction motors

The paper gives the results of the research into the transistor pulse-width voltage regulator for induction motors. The diagrams of voltages and currents in power keys and motor windings obtained by computer modeling in the MATLAB environment are given. The improvement of $\cos \varphi$ and the electric drive efficiency during the operation under loadings which are lesser than nominal and at regulating characteristics is shown.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 691.322

М. С. Бибик, канд. техн. наук, С. Д. Семенюк, д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЦИКЛИРОВАННОГО ЩЕБНЯ ИЗ ДРОБЛЕННОГО БЕТОНА РАЗЛИЧНЫХ КЛАССОВ ПО ПРОЧНОСТИ НА СЖАТИЕ НА СВОЙСТВА БЕТОННОЙ СМЕСИ И БЕТОНА

В статье представлены результаты экспериментальных исследований физико-механических характеристик вторичного (рециклированного) щебня из дробленого бетона трех серий по классам прочности на сжатие – С 12/15 и менее, С 16/20...С 25/30, С 28/35...С 35/45, используемого в бетоне в составе крупного заполнителя взамен части природного щебня, и его влияния на свойства бетонной смеси и бетона. Определена рациональная область применения такого щебня в зависимости от прочности перерабатываемого бетона. Акцентируется необходимость предварительной сортировки утилизируемых отходов бетона и железобетона перед их переработкой.

Проблеме утилизации отходов бетона и железобетона и повторного применения продуктов их переработки в качестве заполнителей в бетоне посвящены комплексные исследования, выполняемые в течение ряда лет в ОАО «Завод сборного железобетона № 1». Экспериментальная часть в данной статье выполнена канд. техн. наук, ст. науч. сотр., вед. инженером по разработке новых материалов и НТИ ОАО «ЗСЖБ № 1» И. И. Тулуповым. Ранее были исследованы физико-механические свойства щебеночно-песчаной смеси и рассеянных из нее щебеночной и песчаной фракций дробленого бетона классов С 20/25 и С 25/30 по прочности на сжатие, а также влияние заполнителей, полученных из бетона класса С 25/30, на свойства бетонных смесей и бетона [1, 2]. В результате проведенных исследований было установлено, что при использовании в качестве заполнителей нерассеянной щебеночно-песчаной смеси из дробленых отходов бетона и железобетона, характеризующейся повышенным, по сравнению с природными заполнителями, водопоглощением, более высокой удельной поверхностью и меньшей

средней плотностью, наблюдается резкое снижение подвижности бетонных смесей и снижение их средней плотности. Проведенный анализ физико-механических характеристик исследованных щебеночно-песчаных смесей позволил установить значительную их неоднородность, в связи с чем был сделан вывод о предпочтительности, с точки зрения обеспечения стабильности и однородности свойств бетонных смесей и бетона, применения в качестве крупного заполнителя рециклированного щебня, отсеянного из щебеночно-песчаной смеси дробленого бетона, с частичной или полной заменой им природного гранитного щебня, а в качестве мелкого заполнителя – природного песка. В свою очередь, отсеянный щебень, полученный из бетонов различной прочности, по своим физико-механическим характеристикам может существенно различаться между собой, что также может привести к неоднородности свойств бетонной смеси и бетона. Для оценки физико-механических характеристик рециклированного щебня, полученного из дробленых бетонов различных классов по прочности на сжатие, и его влияния

на свойства бетонных смесей и бетона были проведены специальные исследования, результаты которых представлены в данной работе.

Рециклированный щебень для проведения экспериментов получали путем дробления разрушенных в процессе испытаний на сжатие в заводской лаборатории образцов-кубов из бетона различных классов по прочности на сжатие с последующим рассевом дробленой смеси на щебень фракции 5..20 мм и песок.

Для этого после проведения испытания на сжатие разрушенные бетонные образцы были рассортированы на три серии по классам прочности на сжатие: серия 1 – С 12/15 и менее, серия 2 – С 16/20...С 25/30 и серия 3 – С 28/35...С 35/45, затем производили их дробление и рассев, после чего отбирали пробы отсеянного щебня и исследовали его физико-механические характеристики. В табл. 1...6 представлены полученные результаты.

Табл. 1. Содержание щебня фракции 5...20 мм и песка в щебеночно-песчаной смеси дробленого бетона исследуемых серий

Серия	Содержание в смеси дробленого бетона, %	
	щебня фракции 5...20 мм	песка
1	43,1...47,5	56,9...52,5
2	52,3...57,5	47,7...42,5
3	49,8...51,0	50,2...49,0

Табл. 2. Насыпная плотность и плотность в виброуплотненном состоянии высушенного щебня

Серия	Насыпная плотность, кг/м ³	Плотность в виброуплотненном состоянии, кг/м ³
1	1290	1530
2	1260	1520
3	1280	1510

Табл. 3. Дробимость отсеянных фракций щебня

Серия	Щебень фракции 10...20 мм	Щебень фракции 5...10 мм
1	<u>15</u> 1200	<u>33,6</u> 600
2	<u>18,6</u> 1000	<u>23,8</u> 800
3	<u>15,5</u> 1200	<u>18,7</u> 1000

Примечание – Над чертой – значение Др, %; под чертой – марка по дробимости в соответствии с ГОСТ 8267-99

Табл. 4. Гранулометрический состав отсеянного щебня из бетона исследуемых серий

В процентах

Серия	Сито с отверстиями, мм					
	20	10	5	2,5	1,25	менее 1,25
1	<u>2,1</u> 2,1	<u>45,85</u> 47,95	<u>47,7</u> 95,65	<u>3,95</u> 99,6	<u>0,1</u> 99,7	<u>0,3</u> 100
2	<u>3,7</u> 3,7	<u>42,8</u> 46,5	<u>49,25</u> 95,75	<u>3,9</u> 99,65	<u>0,15</u> 99,8	<u>0,2</u> 100
3	<u>2,75</u> 2,75	<u>44,36</u> 47,1	<u>48,85</u> 95,95	<u>3,65</u> 99,6	<u>0,15</u> 99,75	<u>0,25</u> 100

Примечание – Над чертой – частные; под чертой – полные остатки на ситах

Табл. 5. Водопоглощение отсеянного щебня (по ГОСТ 8269-97)

Серия	1	2	3
Водопоглощение по массе, %	5,0	5,2	4,8

Табл. 6. Удельная поверхность отсеянного щебня

Серия	1	2	3
Удельная поверхность, м ² /кг	0,38	0,39	0,39

Анализ физико-механических характеристик рециклируемого щебня из дробленого бетона исследуемых серий по классам прочности на сжатие и оценка его соответствия требованиям СТБ 1544 [3] позволяют сделать вывод о возможности его применения по показателю дробимости в составе крупного заполнителя в бетонах следующих классов: щебень из дробленого бетона серии 1 – С 20/25; щебень из дробленого бетона серии 2 – до С 25/30; щебень из дробленого бетона серии 3 – до С 30/37. По содержанию пылевидных частиц данный щебень удовлетворяет требованиям СТБ 1544: поскольку он получен путем отсева продуктов дробления, их содержание не превышает допустимого одного процента.

В экспериментах были использованы следующие материалы:

- в качестве вяжущего – портландцемент ПЦ 500-Д0 производства ПРУП «Кричевцементношифер» с нормальной плотностью 25 % и активностью при пропаривании 29,8 МПа;

- в качестве крупных заполнителей – природный гранитный щебень фракции 5...20 мм Микашевичского месторождения производства РУПП «Гранит» и рециклированный щебень фракции 5...20 мм из дробленого бетона серий 1...3, характеристики которого приведены выше;

- в качестве мелкого заполнителя – природный кварцевый песок карьера «Крапужино» Логойского района с модулем крупности $M_{кр} = 3,16$;

- для пластификации бетонных смесей – суперпластификатор С-3.

Влияние вида рециклированного щебня, вводимого взамен части природного щебня, и его содержания в крупном смешанном заполнителе оценивали путем сравнения исследуемых свойств равноподвижных бетонных смесей и свойств бетона, приготовленных на природном и смешанном щебне. Содержание рециклированного щебня из дробленого бетона принимали равным 20, 30 и 40 % от массы смешанного щебня. В процессе экспериментов определяли подвижность (осадку стандартного конуса) и среднюю плотность бетонных смесей, среднюю плотность и прочность на сжатие бетона после тепловлажностной обработки (ТВО) и в возрасте 7 и 28 сут после нее. В табл. 7 и 8 приведены составы бетона и результаты испытаний.

Из табл. 7 видно, что применение в составе смешанного щебня рециклированного щебня увеличивает водопотребность и водоцементное отношение бетонных смесей. Эти данные свидетельствуют о том, что для обеспечения близких по величине значений подвижности бетонных смесей в пределах 6,5...8 см по мере увеличения содержания рециклированного щебня количество воды затворения и водоцементное отношение бетонных смесей повышалось с 152...154 л/м³ и 0,367 – для контрольного бетона на природном гранитном щебне до 167...171 л/м³ и 0,403...0,411 – для бетона на смешанном щебне с содержанием рециклированного щебня в количестве 40 % от массы смешанного щебня.

Табл. 7. Составы бетонов с применением рециклированного щебня из дробленого бетона исследуемых серий по классам прочности на сжатие

Номер состава	Содержание рециклированного щебня в крупном заполнителе, %	Расход материалов на 1 м ³ бетона							ВЛЦ	Осадка конуса, см	Средняя плотность смеси, кг/м ³	
		цемент, кг	щебень фракции 5...20 мм, кг		песок природный, кг	суперпластификатор С-3		вода, л				
			природный	рециклированный		сухое вещество, кг	10-процентный раствор, кг	всего				в т.ч. в растворе С-3
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 1												
1	0	414	1223	0	648	2,48	24,9	152	22	0,367	7	2437
2	20	420	982	224	656	2,52	25,2	163	23	0,389	7	2446
3	30	417	836	331	652	2,50	25,1	166	23	0,399	8	2403
4	40	416	727	442	650	2,50	25,0	171	23	0,411	7,5	2406
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 2												
1	0	419	1237	0	655	2,51	25,2	154	23	0,367	6,5	2465
2	20	423	990	227	661	2,54	25,4	164	23	0,387	6,5	2464
3	30	427	856	339	668	2,56	25,7	169	23	0,396	6,5	2459
4	40	415	726	443	650	2,49	24,9	169	22	0,407	6,5	2402
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 3												
1	0	416	1228	0	651	2,50	25,0	153	23	0,367	7,5	2448
2	20	420	982	226	656	2,52	25,2	162	23	0,385	6,5	2446
3	30	418	837	333	653	2,51	25,1	164	23	0,393	7	2406
4	40	415	726	446	650	2,49	24,9	167	22	0,403	8	2403

Табл. 8. Прочность на сжатие и средняя плотность бетона с применением в составе смешанного крупного заполнителя рециклированного щебня из дробленого бетона различных классов по прочности на сжатие

Номер состава	Содержание рециклированного щебня в смешанном крупном заполнителе	Расход цемента на 1 м ³ бетона, кг	В/Ц	Прочность на сжатие бетона, МПа			Средняя плотность бетона, кг/м ³		
				после ТВО	через 7 сут после ТВО	через 28 сут после ТВО	после ТВО	через 7 сут после ТВО	через 28 сут после ТВО
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 1									
1	0	414	0,367	35,63	42,75	52,25	2430	2409	2405
2	20	420	0,389	34,20	41,52	49,88	2418	2402	2385
3	30	417	0,399	31,35	39,90	45,60	2392	2370	2365
4	40	416	0,411	30,88	38,00	45,13	2389	2368	2353
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 2									
1	0	419	0,367	39,29	48,83	57,00	2465	2436	2403
2	20	423	0,387	38,76	48,64	53,39	2444	2438	2408
3	30	427	0,396	38,00	47,50	52,25	2440	2428	2399
4	40	415	0,407	34,68	43,70	45,60	2396	2375	2382
На рециклированном щебне из дробленого бетона серии 3									
1	0	416	0,367	39,88	48,96	59,12	2436	2414	2417
2	20	420	0,385	39,14	46,27	55,77	2449	2432	2408
3	30	418	0,393	35,63	45,46	54,63	2382	2365	2360
4	40	415	0,403	33,44	42,75	52,54	2382	2360	2343

При этом их увеличение было одинаковым для рециклированного щебня всех трех исследуемых серий и в зависимости от его содержания составило: при содержании 20 % – 6,5 %, при содержании 30 % – 8,5 %, при содержании 40 % – 12,5 %. Это увеличение было обусловлено влиянием повышенного по сравнению с гранитным щебнем водопоглощения рециклированного щебня с остатками пористой растворной части на его зернах: по нашим данным, для рециклированного щебня величина водопоглощения составляла 4,8...5,5 % против 1...1,5 % для гранитного щебня. Наличием на зернах этого щебня остатков растворной части, характеризующейся пониженной сред-

ней плотностью, обусловлено также и некоторое снижение средней плотности бетонных смесей – до 2,6 %.

Анализ приведенных в табл. 8 результатов испытания на сжатие образцов-кубов 10×10×10 см из бетонов исследованных составов свидетельствует о том, что при замене природного гранитного щебня рециклируемым щебнем из дробленых бетонов всех трех серий наблюдается снижение прочности на сжатие как после ТВО, так и в возрасте 7 и 28 сут после нее.

В табл. 9 приведены данные по величине этого снижения по сравнению с бетоном на природном гранитном щебне.

Табл. 9. Величина снижения прочности на сжатие бетона на смешанном заполнителе

Серия	Содержание рециклированного щебня в смешанном крупном заполнителе	Снижение прочности на сжатие бетона на смешанном крупном заполнителе по сравнению с прочностью бетона на природном гранитном щебне, %		
		после ТВО	через 7 сут после ТВО	через 28 сут после ТВО
1	20	4,0	2,9	4,5
	30	12,0	6,7	12,7
	40	13,3	11,1	13,6
2	20	1,4	0,4	6,3
	30	3,3	2,7	8,3
	40	11,7	10,5	20,0
3	20	1,9	5,5	5,7
	30	10,7	7,1	7,6
	40	16,2	12,7	11,1

Из табл. 9 видно, что прямой зависимости величины снижения прочности бетона с применением рециклированного щебня из дробленого бетона от прочности утилизированного бетона не наблюдается. Вместе с тем, такая зависимость прослеживается при сравнении значений прочности бетонов, приведенных в табл. 8, при одинаковых содержаниях рециклированного щебня из дробленого бетона исследуемых серий. Из этого сравнения видна явно выраженная тенденция к увеличению прочности на сжатие бетона при использовании рециклированного щебня из более прочного бетона.

Сравнение экспериментальных значений прочности на сжатие исследуемых бетонов в возрасте 28 сут [3, приложение А] после ТВО с указаниями, приведенное в табл. 10, позволяет установить достигаемые классы по прочности на сжатие бетонов на смешанном щебне в зависимости от содержания в нем рециклированного щебня.

Заключение

1. Показано, что применение взамен части природного гранитного щебня в составе смешанного крупного заполнителя рециклированного щебня из дробленого бетона исследуемых классов по прочности на сжатие обеспечивает получение бетонов классов С 28/35...С 32/40 по прочности на сжатие.

Табл. 10. Достигаемые классы по прочности на сжатие бетонов на смешанном крупном заполнителе

Серия	Содержание рециклированного щебня в смешанном крупном заполнителе	Класс бетона по прочности на сжатие в соответствии с СТБ 1544
1	0	С 32/40
	20	С 30/37
	30	С 28/35
	40	С 28/35
2	0	С 35/45
	20	С 32/40
	30	С 32/40
	40	С 28/35
3	0	С 35/45
	20	С 32/40
	30	С 32/40
	40	С 32/40

2. Применение рециклируемого щебня из бетона более высоких классов по прочности на сжатие обеспечивает получение вторичного бетона с более высокой прочностью на сжатие: при использовании рециклируемого щебня из бетона классов С 16/20...С 25/30 и С 28/35...С 35/45 обеспечивается получение бетона класса С 32/40 по прочности на сжатие.

3. Для обеспечения требуемых характеристик бетона с применением рециклируемого щебня важнейшим условием является сортировка отходов бетона и железобетона, предназначенных для их переработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бибик, М. С.** Исследование физико-механических характеристик заполнителей из дробленого бетона / М. С. Бибик, И. И. Тулупов // Строительная наука и техника. – 2008. – № 3. – С. 27–31.
2. **Бибик, М. С.** Исследование влияния заполнителей из дробленого бетона на свойства бетонной смеси и бетона / М. С. Бибик, И. И. Тулупов // Строительная наука и техника. – 2008. – № 4. – С. 10–17.
3. **СТБ 1544-2005.** Национальный комплекс нормативно-технических документов в строительстве. Государственный стандарт Республики Беларусь. Бетоны конструкционные тяжелые. Технические условия. – Введ. 01.07.05. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва, 2005. – 20 с.

ОАО «Завод сборного железобетона № 1»
Белорусско-Российский университет
Материал поступил 19.04.2010

M. S. Bibik, S. D. Semenyuk
The influence of physicomchanical characteristics of recycled crushed stone made from broken concrete of different grades according to its compressive strength on the properties of concrete mix and concrete

The paper gives the results of experimental researches into the physicomchanical characteristics of recycled crushed stone made from the broken concrete of three grades according to its compressive strength – С 12/15 and less, С 16/20...С 25/30, С 28/35...С 35/45, which is used in concrete as coarse aggregate instead of some part of natural crushed stone, and its influence on the properties of concrete mix and concrete. The rational area of the application of such crushed stone is defined depending on the strength of the processed concrete. The idea of the necessity of preliminary sorting of utilized concrete and reinforced concrete wastes before their processing is emphasized.

УДК 69.022

В. Н. Деркач, канд. техн. наук, Н. М. Жерносек

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ КАМЕННОЙ КЛАДКИ В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ И ЗАРУБЕЖНОЙ ПРАКТИКЕ ОБСЛЕДОВАНИЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

В статье выполнен анализ методов оценки прочности каменной кладки при сжатии, применяемых в отечественной и зарубежной практике обследования зданий и сооружений, показаны их достоинства и недостатки. Сделан вывод о необходимости внедрения в практику обследования каменных конструкций метода испытаний образцов цилиндров, отобранных из тела конструкции, и метода испытания каменной кладки на сжатие с помощью плоских домкратов (Flat-Jack-Tests).

Введение

Основной целью выполнения работ при обследовании зданий и сооружений является получение информации, необходимой для оценки технического состояния и несущей способности строительных конструкций. От степени достоверности полученной информации зависит правильность выводов о пригодности конструкций к эксплуатации, а также правильность и экономичность проектных решений по их ремонту и усилению.

Для каменных конструкций одной из важнейших характеристик, по которой производится оценка их эксплуатационной пригодности, является прочность каменной кладки при сжатии. В нормах [1] прочность кладки при сжатии определяется по эмпирической зависимости, предложенной Л. И. Онищиком, для различных сочетаний прочностных характеристик кладочных элементов и раствора:

$$R_u = AR_1 \left(1 - \frac{a}{b + \frac{R_2}{2R_1}} \right) \gamma, \quad (1)$$

где R_u , R_1 , R_2 – пределы прочности при сжатии кладки, кладочного элемента, раствора соответственно, МПа; γ – поправочный коэффициент для кладки на низких растворах; A – конструктивный коэффициент, зависящий от вида кладочного элемента,

$$A = \frac{100 + R_1}{100m + nR_1};$$

a , b , m , n – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида кладки.

Если прочность кладочного элемента меньше установленной в стандарте, то

$$A = \frac{1,2}{1 + \frac{R_1}{3R_{ub}}},$$

где R_{ub} – предел прочности кладочного элемента при изгибе, МПа.

Нормативное сопротивление сжатию каменной кладки на растворе общего назначения в соответствии с Еврокодом 6 [2] определяют по формуле

$$f_k = K \cdot f_b^{0,7} \cdot f_m^{0,3}, \quad (2)$$

где f_k – нормативное сопротивление сжатию каменной кладки, Н/мм²; K – константа, зависящая от вида кладочного элемента; f_b – приведенное (нормализованное) сопротивление сжатию камня (блока) в направлении нагрузки, Н/мм²; f_m – прочность кладочного раствора на сжатие, Н/мм².

Формула (1) является более универсальной, чем формула (2), поскольку с ее помощью можно оценить прочность каменной кладки при сжатии для нестандартных кладочных элементов, марку которых определить не представляется возможным. Этот случай чаще всего имеет место при обследовании

каменных зданий. В табл. 1 приведены результаты испытаний кирпича, отобранного из стен зданий, возведенных в 60-х гг. прошлого века. В испытанных партиях паспортным данным по марке удовлетворяло только 6...20 % кирпича. Марку кирпича в большинстве испытанных партий установить не удалось.

Формула (2) такую ситуацию не допускает и является справедливой для кладки, выполненной из кладочных эле-

ментов и раствора гарантированного качества. Кроме того, при назначении расчетного сопротивления каменной кладки, в соответствии с [2], необходимо знание уровня контроля выполнения кладочных работ. Если данные сведения отсутствуют, невозможно правильно назначить частные коэффициенты безопасности по материалу (табл. 2), а значит и получить достоверные значения расчетного сопротивления кладки сжатию.

Табл. 1. Результаты испытаний кирпича, отобранного из стен зданий

Дата отбора и испытания кирпича	Количество испытанных партий	Кирпич, удовлетворяющий паспортным данным марки 100	Кирпич, удовлетворяющий марке 75	Кирпич марки выше 100	Марка кирпича не устанавливалась
1965 г.	56	7	13	4	32
1966 г.	159	35	85	4	35
1967 г.	376	7	42		327
1968 г.	412	27	61	4	320

Табл. 2. Частные коэффициенты безопасности для материала [2]

Материал	γ_m				
	Класс выполнения работ				
	1	2	3	4	5
Кладка из: каменных и блоков категории I на кладочном растворе по оценке пригодности ¹⁾	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5
каменных и блоков категории I на предписанном по рецептуре кладочном растворе ²⁾	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7
каменных и блоков категории II ^{1), 2), 3)}	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0
Примечание – ¹⁾ – требования к раствору по оценке пригодности установлены в EN 998-2 и EN 1996-2; ²⁾ – требования к раствору по рецептуре установлены в EN 998-2 и EN 1996-2; ³⁾ – если коэффициент вариации блоков по категории II не более 25 %					

Анализ методов оценки прочности каменной кладки

В отечественной практике для приближенной оценки прочности кирпича и раствора в кладке при обследовании строительных конструкций применяются приборы неразрушающего контроля, принцип действия которых основан на методе ударного импульса. В частности, для определения прочно-

сти раствора и строительной керамики часто используется измеритель прочности бетона ИПС-МГ4.01 с энергией удара 0,16 Н·м [3]. Общий вид прибора приведен на рис. 1. Практика обследования показала, что точность определения прочностных показателей кладочных компонентов при сжатии по этой методике невысока. Методом ударного импульса оцениваются прочностные показатели камня и раствора на поверх-

ности кладки, при этом по толщине конструкции данные показатели могут существенно различаться. Кроме того, методом ударного импульса невозможно определить прочность кирпича при изгибе, а значит, и получить достоверные данные о прочности каменной кладки при сжатии. Поэтому данный метод неразрушающего контроля можно использовать только для качественной оценки прочностных показателей кладочных элементов и раствора.

Более информативным методом качественной оценки прочности камен-

ной кладки является метод волны удара [4]. Данный метод основан на зависимости скорости прохождения продольных волн сейсмоакустического диапазона от прочности каменной кладки (табл. 3). На рис. 2 показаны изолинии скоростей прохождения сейсмоакустических волн в сечении кирпичной колонны. По изолиниям можно определить зоны сечения с пониженной прочностью кладки. К сожалению, в отечественной практике обследования каменных зданий указанный метод используется крайне редко.



Рис. 1. Электронный измеритель прочности бетона ИПС-МГ4.01

Табл. 3. Качественная оценка нормативной прочности каменной кладки по скоростям прохождения волн сейсмоакустического диапазона частот

Характеристика кладки	Нормативная прочность кладки при сжатии R_n , МПа	Скорость прохождения сейсмоакустической волны C , м/с
Очень прочная	4...4,5	>3000
Прочная	3...4	2000...3000
Пониженной прочности	2...3	1500...2000
Низкой прочности	1,5...2	1000...1500
Слабой прочности	1...1,5	500...1000
Очень слабой прочности	0,5...1	<500

Примечание – Для кладки на жестком цементном растворе (без добавления извести или глины) значения прочности, приведенные в табл. 1, следует умножать на коэффициент 0,85. Для кладки на силикатном кирпиче значения прочности, приведенные в табл. 1, следует умножать на коэффициент: 0,7 – при скорости продольной волны меньше 2500 м/с (при отсутствии данных о скорости волны в кирпиче коэффициент вводят при скорости волны в кладке менее 1500 м/с); 0,85 – при скорости продольной волны в кирпиче от 2500 до 3000 м/с (в кладке – от 1500 до 2000 м/с)

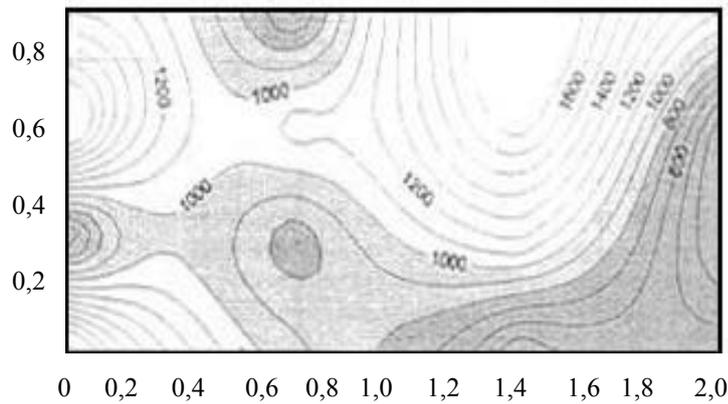
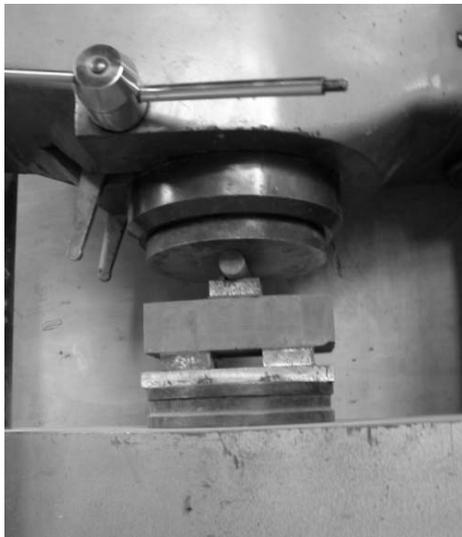


Рис. 2. Изолинии скоростей прохождения волн сейсмоакустического диапазона по сечению кирпичной колонны

Количественную оценку прочности кирпича и раствора получают по результатам испытаний отобранных из каменной кладки образцов (разрушающий метод) [5]. Отбор образцов, как правило, производится из несущих (под окнами, в проемах) или слабо на-

груженных элементов. Испытания кирпича выполняются по стандартной методике [6] на сжатие и изгиб (рис. 3). Из пластинок раствора, отобранных из горизонтальных швов кладки, готовятся кубики с размером ребра 2...4 см, которые испытываются на сжатие.

а)



б)

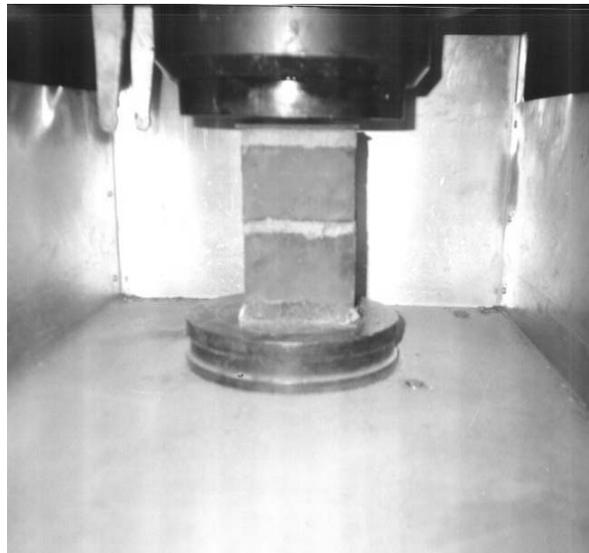


Рис. 3. Испытания кирпича керамического: а – на изгиб; б – на сжатие

Достоверность оценки прочности каменной кладки по результатам испытаний, отобранных из конструкции образцов кладочных элементов и раствора

невысока. Обусловлено это, прежде всего, высоким коэффициентом вариации прочностных показателей кладочных элементов. Исследования по определе-

нию фактических прочностных характеристик кирпича, которые были выполнены лабораториями строительных организаций г. Москвы и Московской области в 1980...1985 гг., показали их высокую изменчивость. При этом средняя прочность кирпича на сжатие и растяжение практически удовлетворяла требованиям стандартов. Коэффициент вариации прочности кирпича на сжатие составил 30...40 %, на растяжение – около 40 %. Вычисления показали, что прочность кирпича при нормируемых обеспеченностях (0,95...0,995) до 30...40 % ниже средних ее значений на сжатие и до 40...50 % – на растяжение [7].

Существенным недостатком данного разрушающего метода является то, что при отборе образцов кирпича и раствора происходит нарушение структуры кладки, вследствие чего невозможно учесть важный показатель, влияющий на ее прочностные характеристики – качество выполнения кладочных работ, или другими словами – «руку каменщика».

Погрешности разрушающего метода определения прочности кладки при сжатии в какой-то мере компенсируют-

ся высоким значением коэффициента надежности по материалу, величина которого, согласно [1], составляет 2.

При оценке нормативной прочности каменной кладки в соответствии с Еврокодом 6 необходимо знание следующих прочностных характеристик ее компонент: приведенного (нормализованного) сопротивления сжатию кладочного элемента; прочности кладочного раствора на сжатие.

Для неразрушающей оценки этих показателей в зарубежной практике чаще всего применяются тестовые молотки Шмидта с энергией удара 0,735 Н·м – для глиняных кирпичей, 0,833 Н·м – для кладочного раствора и легкого бетона (рис. 4). В зависимости от вида испытываемых материалов молотки снабжаются соответствующими шкалами измерений и специальными плунжерами. Принцип действия указанных приборов основан на методе ударного импульса. Поэтому методике определения прочности каменной кладки при помощи молотков Шмидта присущи те же недостатки, что и при использовании измерителя прочности бетона ИПС-МГ4.01.



Рис. 4. Тестовый молоток Шмидта

Для определения фактической прочности кладки в каменных конструкциях, как правило, используются разрушающие методы или методы ее частичного разрушения.

Одним из этих методов является

метод определения прочности кладки при сжатии на образцах – цилиндрах диаметром 150...200 мм, отобранных из тела конструкции. Отбор цилиндров производится с помощью специальных буров, при этом в образцах сохраняется

структура кладки. Испытания образцов кладки производят по схеме, показанной на рис. 5.

Данный метод оценки прочности кладки при сжатии преимущественно используется для кладок из полнотелого кирпича на прочном растворе. При растворах низкой прочности или пустотном

кирпиче возникают сложности с отбором образцов кладки для испытаний.

Наиболее достоверные данные о прочности кладки при сжатии дает метод ее испытаний непосредственно в конструкции с помощью плоского пресса (Flat-Jack-Tests) (рис. 6) [8].

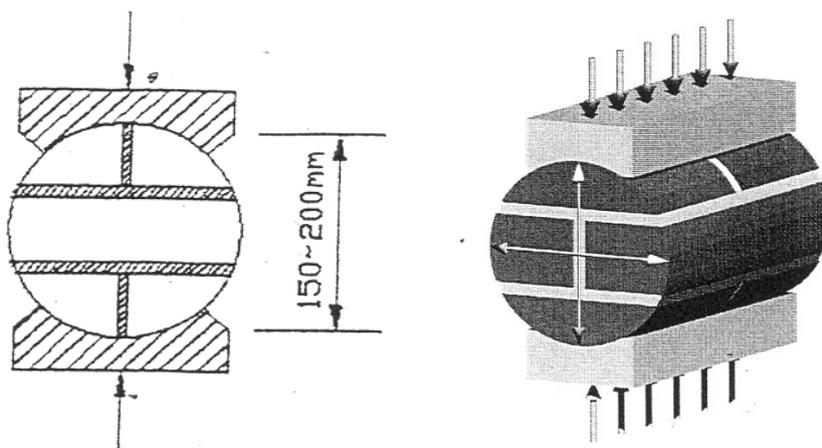


Рис. 5. Схема испытаний образцов кладки на сжатие

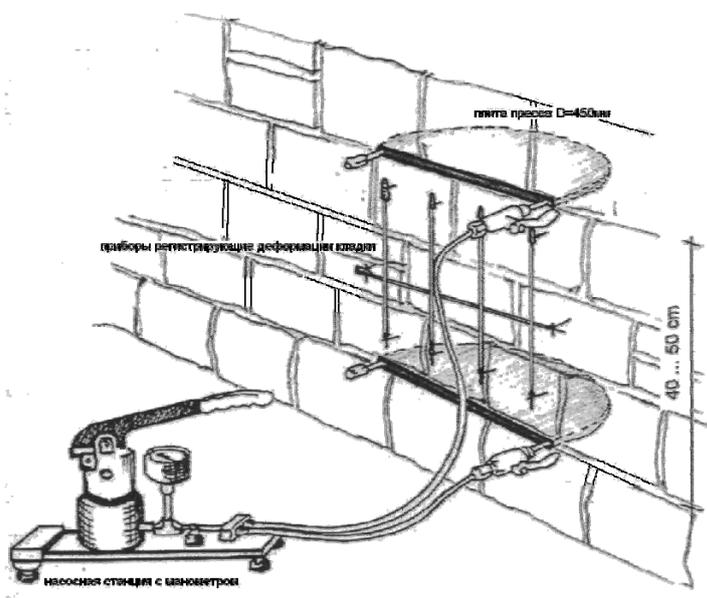


Рис. 6. Схема испытаний каменной кладки методом «Flat-Jack-Tests»

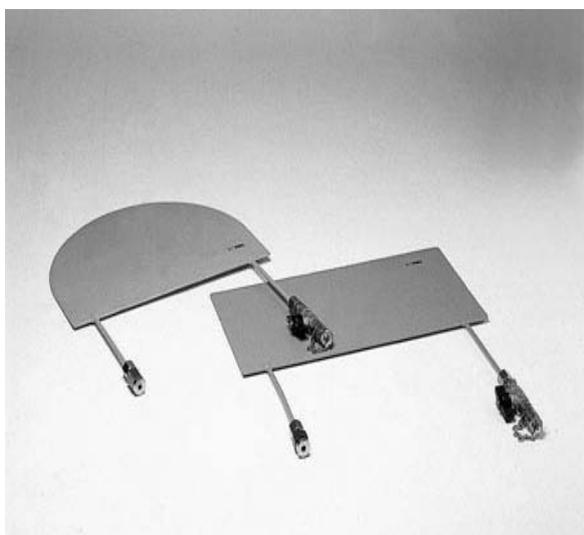
Плоские плиты прессы (плоские домкраты (рис. 7, а)) устанавливаются в предварительно прорезанные в кладке конструкции горизонтальные щели шириной 20 мм. Сжатию подвергается участок кладки с ненарушенной структурой высотой 400...500 мм (рис. 7, б). В ходе испытаний определяются не только прочностные, но и деформационные характеристики кладки. Нагружение кладки может производиться до определен-

ного уровня напряжений или до полного истощения ее несущей способности. Сопrotивление кладки сжатию S_f определяется по формуле

$$S_f = K_f \cdot K_a \cdot P_f, \quad (3)$$

где K_f и K_a – коэффициенты, учитывающие сдерживающее влияние плит прессы и прилегающей к разрезу кладки меньше 1; P_f – разрушающее давление, создаваемое прессом.

а)



б)

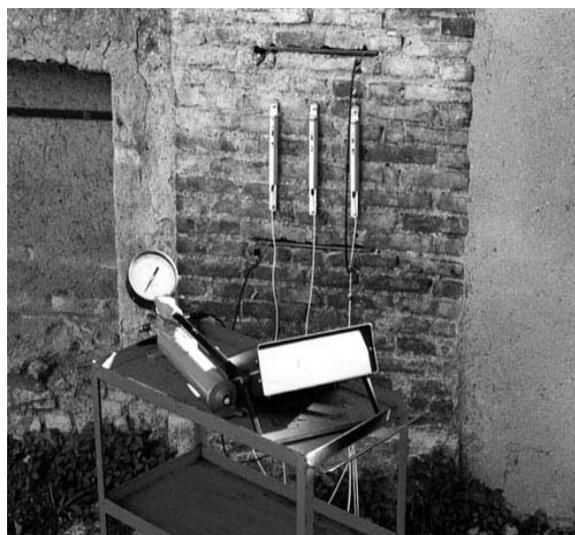


Рис. 7. Оборудование для испытаний каменной кладки методом «Flat-Jack-Tests»: а – плоские домкраты; б – насосная станция и измерители деформаций

Заключение

Анализ существующих методов оценки прочности каменной кладки при обследовании конструкций показал, что наиболее предпочтительными из них являются разрушающие методы испытаний образцов цилиндров, отобранных из тела конструкции, или метод испытания каменной кладки на сжатие с помощью плоских домкратов (Flat-Jack-Tests). Данные методы испытаний следует внедрять в практику обследования каменных зданий на территории Республики Беларусь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП П-22-81***. Каменные и армокаменные конструкции. – М. : Стройиздат, 1983. – 40 с.
2. **СТБ EN/1996-1-1-2008**. Проектирование каменных конструкций. Ч. 1-1 : Общие правила для армированных и неармированных каменных конструкций. – М. : Стройтехнорм, 2008. – 127 с.
3. Электронный измеритель прочности бетона ИПС-МГ4.01. Руководство по эксплуатации. – Челябинск : СКБ Стройприбор, 2007. – 49 с.
4. **Алешин, Н. Н.** Электросейсмоакустические методы обследования / Н. Н. Алешин. – М. : Стройиздат, 1982. – 157 с.

5. ГОСТ 8462-85. Материалы стеновые. Методы определения прочности при сжатии и изгибе. – М. : Госстрой СССР, 1985. – 8 с.

6. Рекомендации по обследованию и оценке технического состояния крупнопанельных и каменных зданий. – М. : ЦНИИСК им. В. А. Кучеренко, 1988. – 57 с.

7. Райзер, В. Д. Расчет и нормирование надежности строительных конструкций / В. Д. Райзер. – М. : АСВ, 1995. – 344 с.

8. Repair and Investigation Techniques for Stone Masonry Walls / L. Binda [etc.] // Construction and Building Materials. – 1997. – № 11. – S. 133–142.

Филиал Республиканского унитарного предприятия «Институт БелНИИС»
Научно-технический центр
Материал поступил 23.03.2010

V. N. Derkach, N. M. Zhernosek
Methods of estimating the durability
of stone masonry in domestic and
foreign practices of inspection of
buildings and structures

The paper analyzes the methods of estimating the durability of stone masonry under compression which are used in this country and abroad for the inspection of buildings and structures, their advantages and disadvantages being shown. The conclusion is made that the method of testing cylinder samples taken from the body of the structure should be introduced in the masonry inspection, and also the method of masonry compression testing by means of flat jacks.

УДК 691.32:620.173

С. Д. Семенюк, д-р техн. наук, Р. З. Шутов

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ШЕСТИУГОЛЬНОЙ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ДОРОЖНОЙ ПЛИТЫ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПОЛИГОНА РУПП БЕЛАЗ ПО ПРОСТРАНСТВЕННЫМ СЕЧЕНИЯМ, ОБРАЗОВАННЫМ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ КРУТЯЩЕГО И ИЗГИБАЮЩЕГО МОМЕНТОВ

В данной статье рассматривается определение несущей способности шестиугольной железобетонной дорожной плиты тормозного участка испытательного полигона РУПП БелАЗ. Расчет ведется по пространственным сечениям, образованным при совместном действии крутящего и изгибающего моментов. Предлагаемая методика расчета была выполнена на основании проведенных экспериментальных и теоретических исследований с учетом билинейной эпюры напряжений в бетоне.

Введение

Разработанная железобетонная плита предназначена для испытательного полигона тормозного участка РУПП БелАЗ при проведении испытаний самосвалов грузоподъемностью 500 т. Шестиугольная плита (рис. 1) имеет длину 27,4 м, ширину по длинной стороне 20 м и ширину по короткой 12 м,

толщину 450 мм.

После возведения конструкции возникла необходимость проверки несущей способности плиты с учетом фактических (экспериментальных) прочностных характеристик бетона и арматуры, изменения нормативной документации, а также использования билинейной эпюры напряжений материалов.

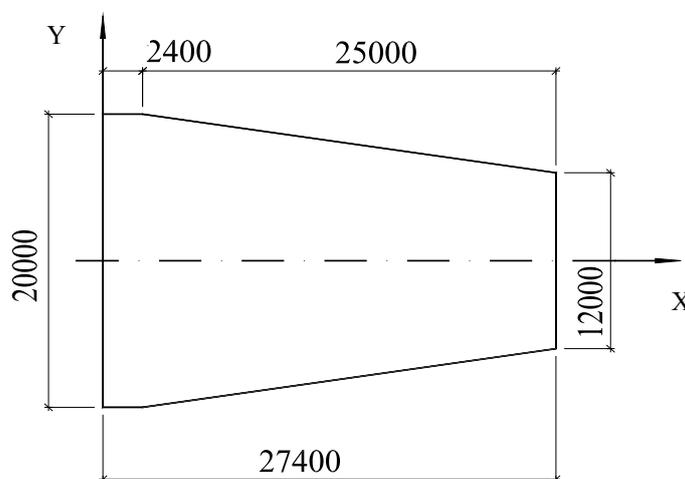


Рис. 1. Шестиугольная плита тормозного участка испытательного полигона РУПП БелАЗ

Теория расчета несущей способности пространственных сечений при совместном действии крутящего и изгибающего моментов

При действии крутящих и изгибающих моментов на шестиугольную железобетонную плиту дорожного по-

крытия разрушение происходит по пространственному сечению, образованному спиральной трещиной и замыкающей ее сжатой зоной, расположенной под углом α к продольной оси элемента. Для определения несущей способности плиты было рассмотрено восемь характерных сечений (рис. 2).

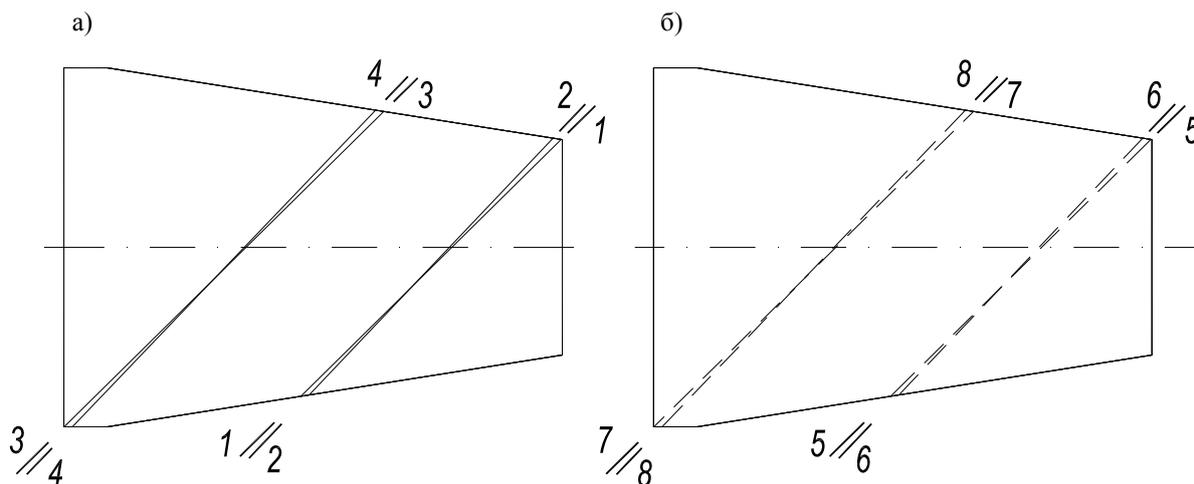


Рис. 2. Расположение расчетных пространственных сечений, образованных спиральной трещиной и замыкающей ее сжатой зоной: а – сжатая зона расположена в верхней части плиты; б – сжатая зона расположена в нижней части плиты

На рис. 2, а рассмотрены сечения, сжатая зона которых находится в верхней части сечения. На рис. 2, б рассмотрены сечения, сжатая зона которых находится в нижней части сечения. Рассмотрение расположения сжатой зоны в верхней и нижней частях сечения связано с возникновением разнознаковых изгибающих и крутящих моментов в теле плиты.

Сечение 1–1 и сечение 2–2, сжатая зона которых находится в верхней части сечения, показаны на рис. 3 и 4; сечения 3–3 и 4–4 формируются аналогично. Сечения 5–5, 6–6, 7–7 и 8–8 со сжатой зоной, находящейся в нижней части сечения, формируются аналогично. Из-за преобладания крутящих и (или) изгибающих моментов в том или ином направлении возможно образование расчетных пространственных сечений с поворотом сечения под углом $+45^\circ$ или -45° (наклон сечения отражен на развертках плиты на рис. 7 и 8).

Для вывода необходимых расчетных величин при определении несущей способности плиты пространственных сечений на рис. 5 и 6 показаны фрагменты продольного и поперечного армирования шестиугольной железобетонной плиты с указанием необходимых размеров и параметров.

Таким образом, все рассматриваемые сечения сводятся к двум основным разновидностям (см. рис. 7 и 8), отличающимся длиной сжатой зоны, однако, учитывая расположение сжатой зоны бетона и у нижней, и у верхней грани шестиугольной плиты, необходимо рассмотреть еще два аналогичных сечения, отличающихся от предыдущих сечений расположением сжатой зоны бетона в нижней части сечения.

Теоретические выкладки выполняются по сечению 1–1 (см. рис. 3).

Положение сжатой зоны в пространстве определяется параметром C_1 – проекцией отрезка нейтральной оси на продольную ось элемента. По нормали к косому сечению действуют проекции внешних расчетных моментов $M_{Sd,x} \cdot \cos \alpha$, $M_{Sd,y} \cdot \sin \alpha$, а также $T_{Sd,xy}$.

$$\sin \alpha = \frac{b_1}{b_T}; \quad \cos \alpha = \frac{C_1}{b_T};$$

$$b_N = \sqrt{b_1^2 + C_1^2}. \quad (1)$$

Значения размеров b_1 , C_1 , а также b_T определяются расчетным путем (используя геометрические преобразования) или принимаются по фактическим (натурным) показателям на чертеже, выполненном в масштабе в AutoCAD.

Ширина расчетного сечения принимается равной b_T .

Условие прочности в расчетном предельном состоянии выводится из соотношения моментов внешних и внутренних сил относительно оси, про-

ходящей через центр тяжести этой сжатой зоны, при принятии эпюры напряжений в сжатой зоне в виде прямоугольной трапеции [2]:

$$M_{Sd,x} \cdot \cos\alpha + M_{Sd,y} \cdot \sin\alpha + T_{Sd,xy} \leq M_{Rd} \cdot (2)$$

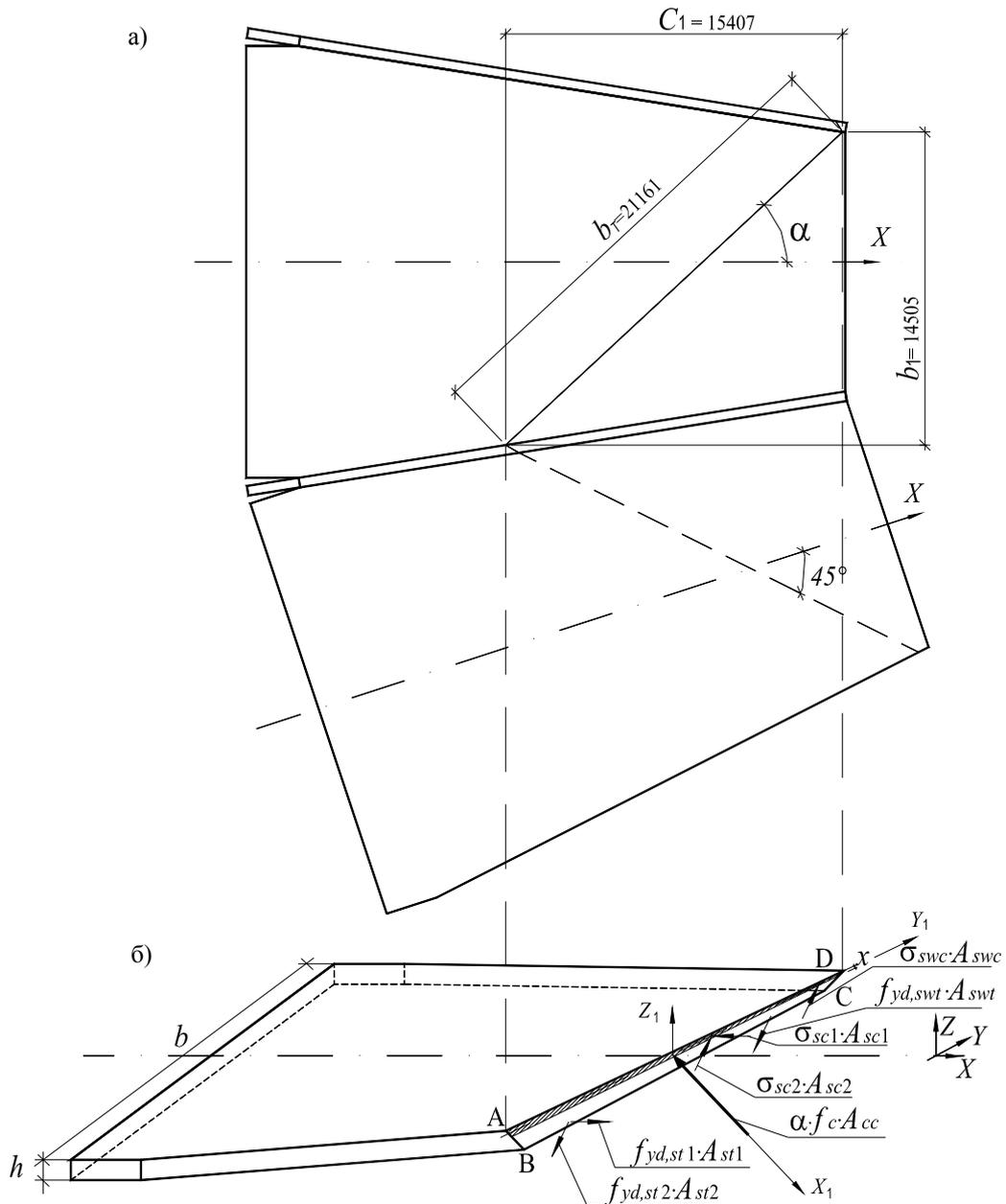


Рис. 3. Расчетная схема пространственного сечения 1–1 при совместном действии крутящего и изгибающего моментов: а – развертка граней пространственного сечения; б – схема внутренних усилий

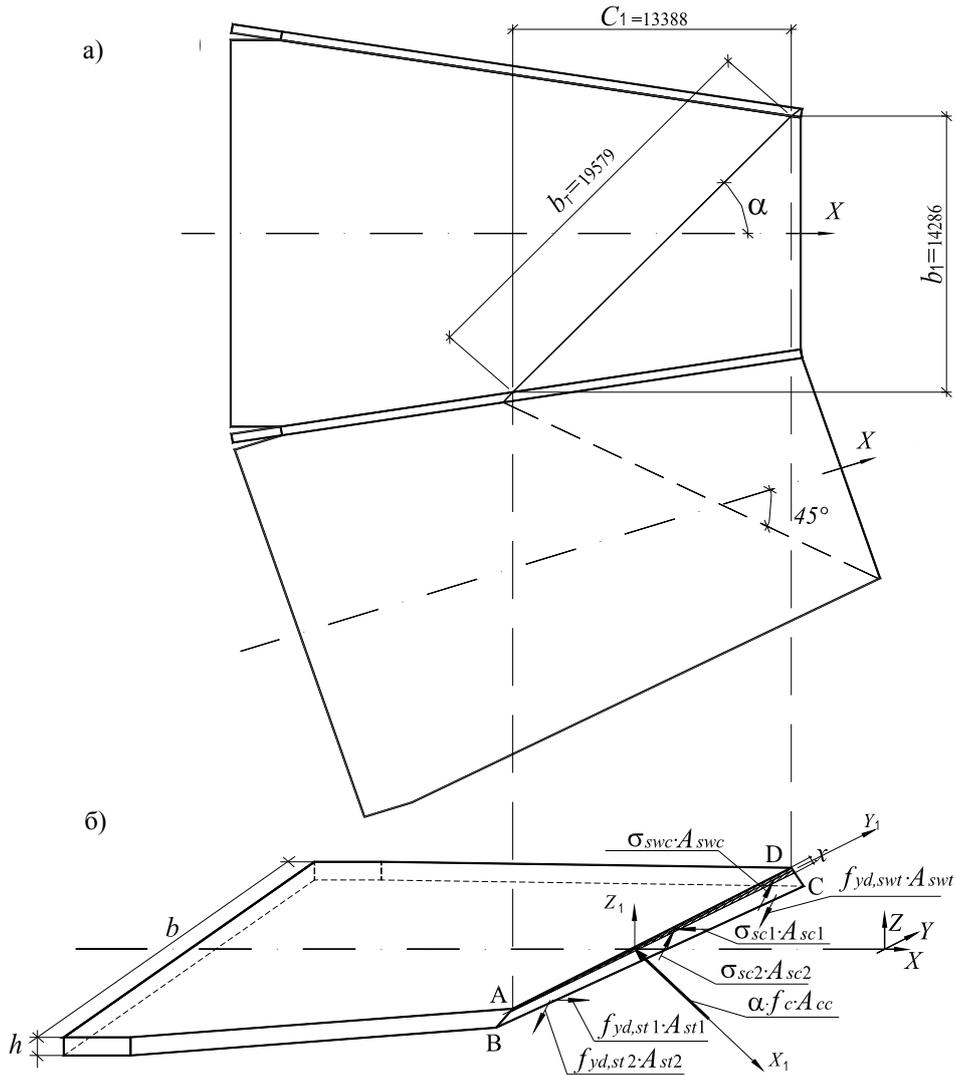


Рис. 4. Расчетная схема пространственного сечения 2-2 при совместном действии крутящего и изгибающего моментов: а – развертка граней пространственного сечения; б – схема внутренних усилий

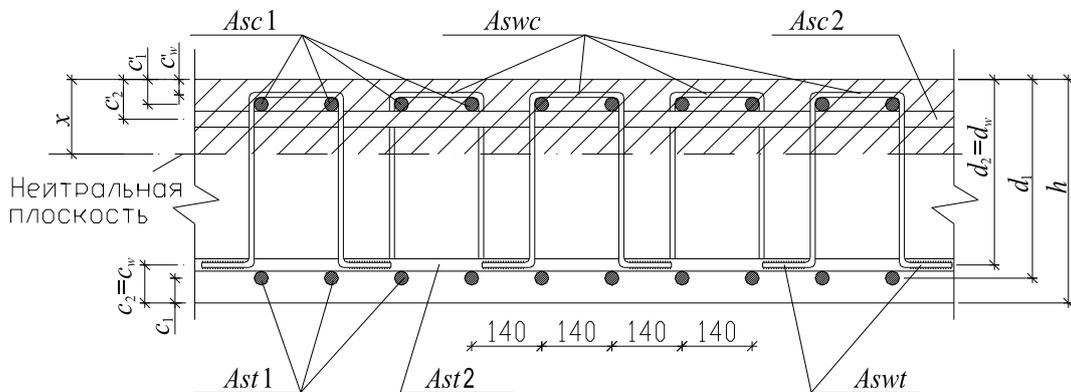


Рис. 5. Фрагмент поперечного армирования шестиугольной железобетонной плиты с расположением сжатой зоны в верхней части сечения

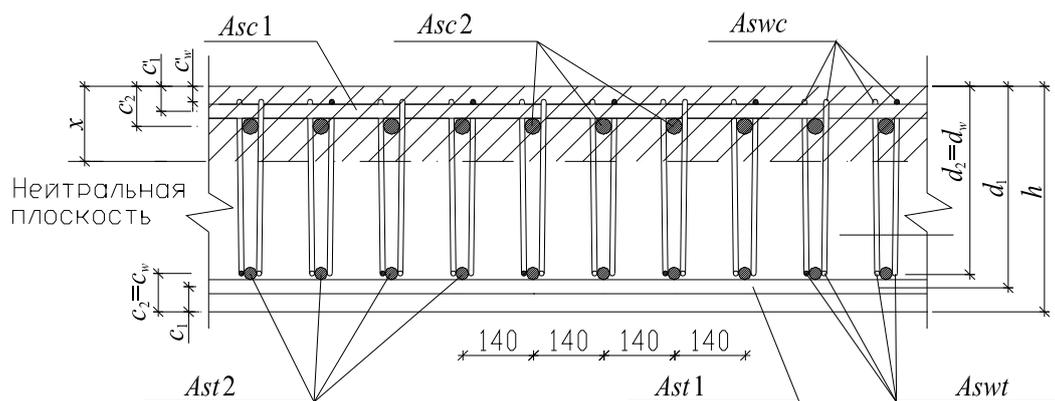


Рис. 6. Фрагмент продольного армирования шестиугольной железобетонной плиты с расположением сжатой зоны в верхней части сечения

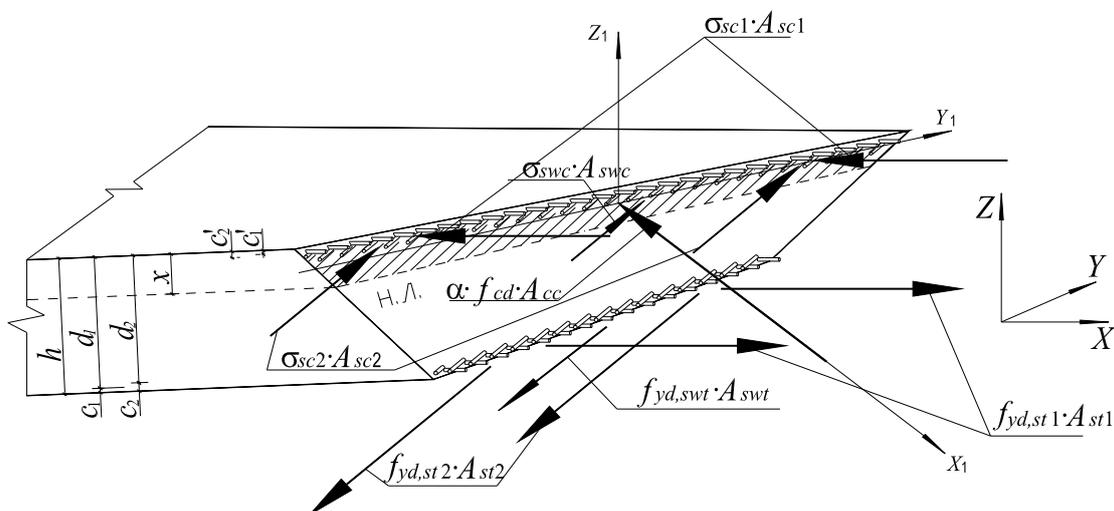


Рис. 7. Пространственное сечение с большим значением длины сжатой зоны бетона, расположенной в верхней части сечения, при совместном действии крутящего и изгибающего моментов

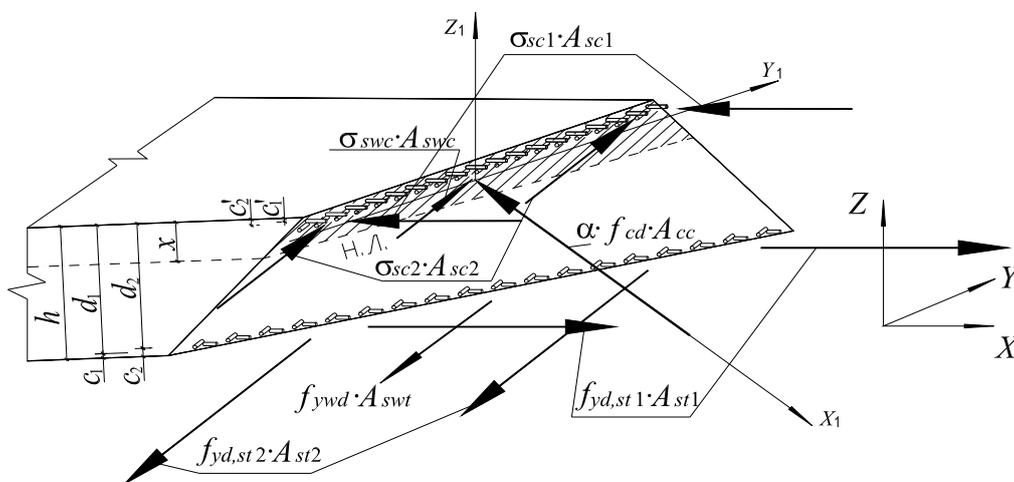


Рис. 8. Пространственное сечение с меньшим значением длины сжатой зоны бетона, расположенной в верхней части сечения, при совместном действии крутящего и изгибающего моментов

Несущая способность сечения M_{Rd} :

$$M_{Rd} = f_{yd,st1} \cdot A_{st1} \cdot \sin 45 \cdot Z_{st1} + f_{yd,st2} \times \\ \times A_{st2} \cdot \cos 45 \cdot Z_{st2} + f_{yd,swt} \cdot A_{swt} \cdot \cos 45 \times \\ \times Z_{swt} + \sigma_{sc1} \cdot A_{sc1} \cdot \sin \alpha \cdot Z_{sc1} + \sigma_{sc2} \cdot A_{sc2} \times \\ \times \cos \alpha \cdot Z_{sc2} + \sigma_{swc} \cdot A_{swc} \cdot \cos \alpha \cdot Z_{swc}, \quad (3)$$

где $A_{st1}, A_{st2}, A_{swt}$ – площади сечений соответствующих растянутых арматурных стержней; $A_{sc1}, A_{sc2}, A_{swc}$ – площади сечений соответствующих сжатых арматур; $\sigma_{sc1}, \sigma_{sc2}, \sigma_{swc}$ – напряжения в соответствующих сжатых арматурных стержнях; $Z_{st1}, Z_{st2}, Z_{swt}$ – плечи усилий растянутых арматурных стержней; $Z_{sc1}, Z_{sc2}, Z_{swc}$ – плечи усилий сжатых арматурных стержней соответственно.

$$Z_{sti} = d_i - \frac{x \cdot (\lambda_c^2 + \lambda_c + 1)}{3 \cdot (\lambda_c + 1)}; \quad (4)$$

$$Z_{sci} = d_{red} - \frac{x \cdot (\lambda_c^2 + \lambda_c + 1)}{3 \cdot (\lambda_c + 1)} - c'_i, \quad (5)$$

где d_i – рабочая высота сечения соответствующего растянутого арматурного стержня; λ_c – коэффициент пластичности бетона [2]:

$$\lambda_c = 0,97 - 0,0077 f_{cd}, \quad (6)$$

здесь значение f_{cd} выражено в мегапаскалях; d_{red} – приведенная рабочая высота сечения:

$$d_{red} = [A_{st1} \cdot d_1 \cdot f_{yd,st1} + A_{st2} \cdot d_2 \cdot f_{yd,st2} + \\ + A_{swt} \cdot d_w \cdot f_{yd,swt}] / [A_{st1} \cdot f_{yd,st1} + \\ + A_{st2} \cdot f_{yd,st2} + A_{swt} \cdot f_{yd,swt}], \quad (7)$$

где $f_{yd,st1}, f_{yd,st2}, f_{yd,swt}$ – расчетные сопротивления соответствующих растянутых рабочих арматурных стержней.

Высота сжатой зоны x определяется из уравнения проекций всех сил, действующих в рассматриваемом пространственном сечении на нормаль к плоскости сжатой зоны – для сжимаю-

щих усилий и на нормаль к растянутой грани сечения – для растягивающих усилий, в предположении, что вся арматура в верхней части сечения сжата, а в нижней – растянута:

$$f_{yd,st1} \cdot A_{st1} \cdot \sin 45 + f_{yd,st2} \cdot A_{st2} \cdot \cos 45 + f_{yd,swt} \times \\ \times A_{swt} \cdot \cos 45 - \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{cc} - \sigma_{sc1} \cdot A_{sc1} \sin \alpha - \sigma_{sc2} \times \\ \times A_{sc2} \cos \alpha - \sigma_{swc} \cdot A_{swc} \cdot \cos \alpha = 0, \quad (8)$$

где A_{cc} – площадь билинейной эпюры напряжений:

$$A_{cc} = x \cdot \lambda_c \cdot b_T + \frac{x - \lambda_c \cdot x}{2} \cdot b_T = \\ = 0,5 \cdot x \cdot b_T \cdot (1 + \lambda_c). \quad (9)$$

Напряжения в сжатых арматурных стержнях σ_{sci} определяются как

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{sc1} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_1)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}; \\ \sigma_{sc2} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_2)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}; \\ \sigma_{swc} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_w)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}, \end{array} \right. \quad (10)$$

где α_m – коэффициент, определяемый по формуле

$$\alpha_m = \frac{E_s}{E_{cm}}, \quad (11)$$

где E_s – модуль упругости арматуры; E_{cm} – модуль упругости бетона.

Подставляя (10) в (8) с учетом (9), после преобразований получается:

$$\alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b_T \cdot (1 - \lambda_c^2) \cdot x^2 - [f_{yd,st1} \cdot A_{st1} \cdot \sin 45 \times \\ \times (1 - \lambda_c) + f_{yd,st2} \cdot A_{st2} \cdot \cos 45 \cdot (1 - \lambda_c) + f_{yd,swt} \times \\ \times A_{swt} \cdot \cos 45 \cdot (1 - \lambda_c) - \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{sc1} \times \\ \times \sin \alpha - \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{sc2} \cdot \cos \alpha - \alpha_m \cdot \alpha \times \\ \times f_{cd} \cdot A_{swc} \cdot \cos \alpha] \cdot x - [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_1 \cdot A_{sc1} \times \\ \times \sin \alpha + \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_2 \cdot A_{sc2} \cdot \cos \alpha + \\ + \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_w \cdot A_{swc} \cdot \cos \alpha] = 0. \quad (12)$$

Равенство (12) представляет собой квадратное уравнение, при решении которого находится искомая величина сжатой зоны x , расположенная в верхней части сечения (см. рис. 7 и 8). Для решения квадратного уравнения (12) определяются постоянные коэффициенты и решается следующая система уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} a \cdot x^2 + b \cdot x + c &= 0; \\ a &= \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b_T \cdot (1 - \lambda_c^2); \\ b &= -[f_{yd,sti1} \cdot A_{sti1} \cdot \sin 45 \cdot (1 - \lambda_c) + \\ &+ f_{yd,sti2} \cdot A_{sti2} \cdot \cos 45 \cdot (1 - \lambda_c) + \\ &+ f_{yd,swt} \cdot A_{swt} \cdot \cos 45 \cdot (1 - \lambda_c) - \alpha_m \cdot \alpha \times \\ &\times f_{cd} \cdot A_{sc1} \cdot \sin \alpha - \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{sc2} \cdot \cos \alpha - \\ &- \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{swc} \cdot \cos \alpha]; \\ c &= -[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_1 \cdot A_{sc1} \cdot \sin \alpha + \alpha_m \cdot \alpha \times \\ &\times f_{cd} \cdot c'_2 \cdot A_{sc2} \cdot \cos \alpha + \alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_w \times \\ &\times A_{swc} \cdot \cos \alpha]. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

При расположении сжатой зоны в нижней части сечения с учетом реального армирования в сечении условие прочности в расчетном предельном состоянии при принятии эпюры напряжений в сжатой зоне в виде прямоугольной трапеции будет иметь вид, аналогичный (2) и (3), и расчет, аналогичный вышеприведенному.

Заключение

Рассматривая восемь пространственных сечений шестиугольной железобетонной дорожной плиты с учетом билинейной эпюры напряжений сжатого бетона, можно выделить общее решение для любого замкнутого пространственного сечения, включая двухуровневое размещение арматурных стержней (сеток) при допуске – размещение сжатой арматуры в сжатой зоне, т. е. $c'_i < x$ и напряжениях в ней меньше расчетного сопротивления: $\sigma_{sc,i} \leq f_{yd,sc,i}$, а также размещение растянутой арматуры в растянутой зоне, т. е. $d_i > x$ и напряжениях в ней,

равных расчетному сопротивлению (полное использование арматуры растянутой зоны): $\sigma_{sti,i} = f_{yd,sti,i}$. Учтена возможность размещения сжатых и растянутых стержней в нескольких уровнях.

Проверка прочности нормальных сечений, имеющих сжатую зону в пространственном сечении, производится по условию, приведенному ниже:

$$\begin{aligned} &M_{Sd,x} \cdot \cos \alpha + M_{Sd,y} \cdot \sin \alpha + \\ &+ T_{Sd,xy} \leq \sum_{i=1}^n f_{yd,sti} \cdot A_{sti} \cdot \cos 45 \cdot Z_{sti} + \\ &+ \sum_{i=1}^m f_{yd,sti} \cdot A_{sti} \cdot \sin 45 \cdot Z_{sti} + \sum_{i=1}^k \sigma_{sci} \cdot A_{sci} \times \\ &\times \cos \alpha + Z_{sci} \sum_{i=1}^z \sigma_{sci} \cdot A_{sci} \cdot \sin \alpha \cdot Z_{sci}. \end{aligned} \quad (14)$$

Высота сжатой зоны x определяется решением системы уравнений

$$\left\{ \begin{aligned} a \cdot x^2 + b \cdot x + c &= 0; \\ a &= \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2); \\ b &= -[(1 - \lambda_c) \cdot [\cos 45 \cdot \sum_{i=1}^n (f_{yd,sti} \cdot A_{sti}) + \\ &+ \sin 45 \cdot \sum_{i=1}^m (f_{yd,sti} \cdot A_{sti})] - [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \times \\ &\times (\cos \alpha \sum_{i=1}^k A_{sci} + \sin \alpha \sum_{i=1}^z A_{sci})]; \\ c &= -[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (\cos \alpha \sum_{i=1}^k (c'_i \cdot A_{sci}) + \\ &+ \sin \alpha \sum_{i=1}^z (c'_i \cdot A_{sci}))]; \\ \lambda_c &= 0,97 - 0,0077 f_{cd}; \\ \alpha_m &= \frac{E_s}{E_{cm}}, \end{aligned} \right. \quad (15)$$

где n – количество уровней по высоте плиты растянутой арматуры, расположенной поперек плиты; m – то же, расположенной вдоль плиты; k – количество уровней по высоте плиты сжатой арматуры, расположенной поперек плиты; z – то же, расположенной вдоль плиты.

Далее определяются напряжения в сжатой арматуре:

$$\sigma_{sc,i} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_i)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}. \quad (16)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНБ 5.03.01-02.** Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва, 2003. – 139 с.
2. **Семенюк, С. Д.** Железобетонные пространственные фундаменты жилых и гражданских зданий на неравномерно деформируемом основании : монография / С. Д. Семенюк. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 269 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 20.06.2010

S. D. Semenyuk, R. Z. Shutau
Bearing capacity over spatial sections, which are formed under the joint action of torsional and bending moments, possessed by a hexagonal reinforced concrete pavement slab of the rupp «belarusian autoworks» testing site

The paper deals with the determination of the bearing capacity of a hexagonal reinforced concrete pavement slab of the braking area at the testing site of the Republican Unitary Production Enterprise «Belarusian Autoworks». The calculation is performed over spatial sections, formed under the joint action of torsional and bending moments. The proposed calculation procedure has been done on the basis of the experimental and theoretical research, with the bilinear curve of concrete stresses being taken into account.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 681.7.068: 531.717.55

В. Ф. Гоголинский, канд. техн. наук, доц., **А. П. Марков**, **Е. М. Патук**,
Е. В. Пивоварова

КОМБИНИРОВАННЫЕ СПОСОБЫ И СРЕДСТВА МОНИТОРИНГА СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Анализируются способы мониторинга сложнопрофильных поверхностей на основе комбинированных методов бесконтактных измерений размеров и форм геометрических тел.

Введение

Мониторинг как способ оценки текущего состояния поверхностей геометрических тел включает систему оценивания, наблюдения, контроля, регулирования и управления параметрами и свойствами отдельных участков или всего изделия с учетом воздействия определенного фактора или группы факторов. В условиях производства и эксплуатации различных изделий технологическими нормативами определены параметры, критерии и технологии оценки состояния поверхностей геометрических тел. Однако любое технологическое воздействие, как и воздействие окружающей среды и внешних технических систем, вызывает изменение пространственно распределенных геометрических параметров поверхностей. Эти изменения проявляются в характерных физико-технических признаках поверхностей элементов геометрического тела. И если физико-технические свойства и признаки поверхностей присущи материальному телу, то на информационном уровне они абстрагируются и формализуются в некотором информационном поле. Для характеристики случайных отклонений и свойств поверхностей в большинстве случаев пользуются интенсивностью флуктуаций источников информации и корреляционной функ-

цией ввиду незначительности среднего значения флуктуационного поля.

Пространственно-временное изменение свойств сложнопрофильных поверхностей изначально проявляется в некоторых технологических сообщениях, совокупно отражающих определенные признаки зарождающихся дефектов. С появлением таких сообщений проявляется первичная информация об изменяющихся свойствах и параметрах поверхностей [1, 2].

Технологическая информация и ее особенности в мониторинге сложнопрофильных поверхностей

Динамическое состояние элементов геометрического тела характеризуется пространственно-временной изменчивостью параметров поверхностей. В первичной информации, отражаемой каждым участком или зоной поверхности, отображается физическая сущность происходящих изменений геометрического тела. В мониторинге сложнопрофильных поверхностей необходим оперативный обмен информацией об изменяющихся состоянии и свойствах между информационно-преобразовательной и управляющей системами.

Эффективность информационных процессов обусловлена количеством сведений, содержащихся в конкретном

сообщении о происходящих изменениях, особенно об экстремальных (аварийных) ситуациях. Особенности технологической информации связаны с физическими эффектами проявляемости и выявляемости аномальных отклонений параметров поверхности по первичным признакам и сигналам. При всем различии в физической природе между сообщением (материальным) и сигналом (абстрактным) обеспечивается определенное их соответствие. В этих условиях потребитель информации, на которого она ориентирована в формализованном сигнале, воспринимает его адекватное отображение в виде технологического сообщения.

При выборе физических эффектов выявления информативных источников особое внимание уделяется информативности и чувствительности приемников информативных излучений в фоновой обстановке обследуемой зоны (области) поверхности. Если информативность технологических признаков изменяющейся поверхности определяется природой и параметрами формирующейся поверхностной неоднородности, то чувствительность обусловлена многофакторной зависимостью спектрально-энергетических взаимодействий и преобразований информативных излучений [3].

Структура комбинированных преобразований

В комбинированных структурах преобразований преимущественно используется многоуровневое распределение операций с сигналами различной физической природы. Формализованное распределение информационных преобразований по уровням позволяет моделировать информационный процесс как системно объединенную структуру с соответствующей целью и критериями. В согласованной структуре параметры выходных величин предшествующих элементов одновременно являются входами последующих, что связано с нали-

чием и учетом определенных сред и локальных связей.

Изменение поперечного или продольного профиля поверхности геометрического тела функционально связано с соответствующим изменением координаты чувствительного элемента первичного преобразователя или датчика. При этом для взаимосогласованных взаимодействий устанавливается информационный контакт с поверхностью, элемент которой встраивается в единую информационно-преобразовательную цепь (информационный канал). От первичной адаптации к специфике и условиям предметной поверхности зависит энергоинформативность и эффективность всех дальнейших преобразований. Наряду с разрешающей способностью и чувствительностью адаптера, необходим прием максимальной энергии источника информации. За счет этой энергии осуществляется весь преобразовательный процесс на первичном уровне.

Создание адаптивных структур обусловлено особенностями профилей сложноконтурных поверхностей, их геометрией, характером изменений в поле допусков и конструкцией геометрического тела. Восприятие координат пространственно-распределенной поверхности с высокой точностной надежностью и быстродействием обеспечивается координатными способами и структурами относительных и абсолютных измерений. Однако такой преобразовательный процесс связан с большими объемами оперативной обработки измерительной информации. Современная комбинированная преобразовательная техника позволяет проводить высокоэффективный контроль портативными мобильными средствами с использованием техники и технологий микропроцессорной обработки информации.

В сравнении со схемами прямых измерений более энергоинформационными являются структуры на основе схем относительных измерений. Если в абсолютных измерениях требуется вы-

сокостабильная метрологическая база, то в схемах относительных измерений воспринимается не сама пространственная координата профиля (контура), а ее отклонение относительно базовой координаты или соответствующего образца (эталоны) [4, 5].

В отличие от контактных, в бесконтактных методах адаптером устанавливается информационный контакт через среду. Бесконтактные структуры особенно эффективны для размерного контроля геометрических параметров внутренних и наружных поверхностей микро- и макроизделий, жестких и эластичных конструкций в статическом и динамическом режимах.

Применимость бесконтактных проекционных, интерференционных и голографических способов и схем обусловлена высокими точностными возможностями. Они занимают монопольное положение в технологиях аттестации и сертификации образцовых изделий, средств поверки, в микро- и нанотехнологиях.

Комбинированные бесконтактные способы особенно перспективны в мониторинге сложнопрофильных и протяженных изделий. На их основе реализуются структуры информационных бесконтактных преобразований с присутствием их отличительными преимуществами:

- точность и широкий динамический диапазон;
- нет необходимости в жесткой фиксации изделия на измерительной позиции;
- отсутствие обратного воздействия в цепи преобразований;
- универсальность поверхностей для различных материалов.

В комбинированных схемах относительных измерений отклонений координат профилей особое значение имеют метрология датчика, конструкция его чувствительного элемента и функциональная схема первичных преобразований. При этом к первичным преобразо-

ваниям предъявляются повышенные требования по таким характеристикам:

- высокая чувствительность к изменениям профиля;
- определенность и стабильность пооперационных преобразований;
- быстродействие и помехозащищенность;
- простота и технологичность конструкции;
- мобильность, комфортность и эргономика.

В системном объединении преимуществ современных комбинированных преобразований оптимизируются структуры и конструкции на основе достижений пневматики и гидравлики, геометрической и волоконной оптики, лазерной и микропроцессорной техники, электромеханики и оптоэлектроники. В такой систематизации при минимальных энергетических и материальных затратах при высокой мобильности обеспечивается требуемая чувствительность, быстродействие и производительность преобразований и дистанционных локальных связей.

Оптические способы бесконтактного контроля профилей строятся на основе преобразования изображений и преобразования линейных координат. Большую достоверность представляют отображения контура изменяющегося профиля по отображению линейной координаты каждой точки поверхности. Однако реальный контур аппроксимируется системой с интервалом, эквивалентным геометрическому разрешению приемника (чувствительного элемента первичного преобразователя) [6].

В моделях с точечным отображением поверхности контроль изменений профилей будет представляться некоторым заполнением энергетического поля в его бесконечно малой толщине. При этом для оценки реального профиля достаточно установить отклонение профиля в поле допуска, а не в абсолютном сечении геометрического тела. Такой подход к решению метрологической задачи бесконтактных оптических изме-

рений обеспечивает применимость способов относительных измерений неэлектрических величин [7].

Комбинированные структуры информационных преобразований позволяют строить способы бесконтактных измерений на основе высокочувствительных пневматических преобразований с масштабированием и оптико-электронной обработкой на последующих уровнях.

Пневматические следящие преобразования (рис. 1) реализуются на основе пневматического уравнивания расходов P_u и P_{np} измерительной камеры 1 и камеры противодействия 2. Их равновесие обеспечивается за счет гибкой мембраны 3 и жестко связанных с ней подвижных штоков 5 и полым штоком 10 с отверстиями для пневматической связи с выходным дросселем 8. За счет гибких сильфонов создается возвратно-поступательное движение штоков при изменении зазора h_x между

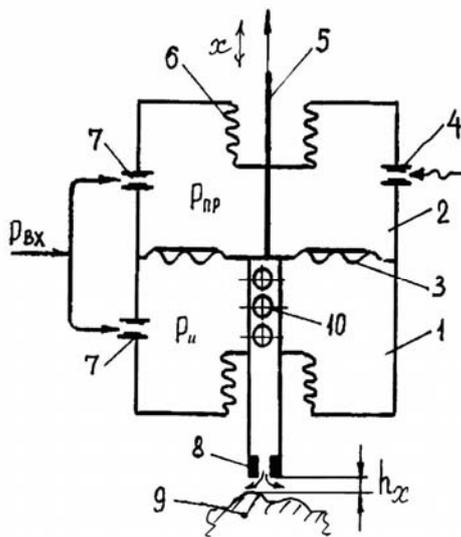


Рис. 1. Схема пневматического следящего преобразователя: 1 – камера измерительная; 2 – камера противодействия; 3 – мембрана гибкая; 4 – дроссель противодействия; 5 – шток подвижный; 6 – сильфоны сопряженные; 7 – дроссель входной; 8 – дроссель выходной; 9 – профиль геометрической поверхности; 10 – шток полый с отверстиями

На изделие 5 при подаче воздуха с давлениями $P_{1вх} \div P_{4вх}$ через дроссели 2, связанные с питающими камерами 3 че-

дросселем выходным и поверхностью изделия 9. В отличие от подвижного штока 5, шток 10 выполнен полым с калибровочными отверстиями, через которые измерительная камера сообщается с выходным дросселем 8.

В такой конструкции уравнивающего преобразования изменение профиля преобразуется в перемещение x подвижного штока. С помощью дросселей 7 камеры запитываются воздухом, а дросселем 4 регулируется величина зазора h_x .

Бесконтактный принцип первичных пневматических преобразований эффективно используется в конструкциях с одновременной аэростатической стабилизацией движущегося при съеме координат изменяющегося профиля (сечения). За счет бесконтактных аэростатических опор положение профиля поверхности движущегося геометрического тела непрерывно ориентировано относительно приемника в виде измерительного щупа (рис. 2).

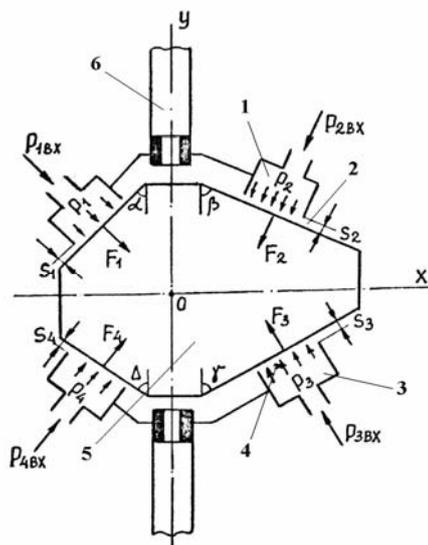


Рис. 2. Схема следящего преобразования продольных профилей (сечений) с аэростатической стабилизацией положения: 1 – направляющие аэростатические; 2 – дроссели выходные; 3 – камеры питающие; 4 – каналы; 5 – изделие профильное; 6 – измерительный щуп

рез каналы 4, воздействуют усилия $F_1 \div F_4$. Посредством этих воздействий положение изделия стабилизируется от-

носителем измерительных пневматических щупов 6. Избыточные давления $P_1 \div P_4$ воздуха на опорные поверхности изделия равны давлениям воздуха в питающих камерах 3. При этом зазор S_i между опорной поверхностью изделия и поверхностью питающей камеры, обращенной к изделию выбирается из условия стабилизации:

$$P = \frac{P_{ex}}{1 + k^2 \cdot S_i^2},$$

где P – давление воздуха в питающей камере; P_{ex} – давление воздуха на входе питающей камеры; k – коэффициент, определяемый геометрическими параметрами проходного сечения входного канала питающей камеры и параметрами проходного сечения зазора S_i между питающей камерой и поверхностью изделия.

Заключение

На основе пневматических бесконтактных первичных преобразователей эффективно реализуются структуры информационных преобразований по схемам относительных измерений разностей. Они более употребительны при сравнительном контроле отдельных участков контуров поверхностей геометрического тела и его эталона.

Оперативный контроль в производстве и эксплуатации изделий со сложнопрофильными поверхностями позволяет высокопроизводительно отслеживать процессы формообразования и своевременно корректировать реаль-

ный профиль при выходе из поля нормируемого допуска.

В таком пространственно-временном управлении процессом формообразования упреждается выход бракованных по отдельным участкам профилей геометрического тела.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров, В. К.** Оптико-электронные средства размерного контроля технологических микрообъектов / В. К. Александров, Ю. Н. Биенко, В. Н. Ильин. – Минск : Наука и техника, 1988. – 240 с.
2. Визуально-оптическая дефектоскопия и размерный контроль в литейном производстве / Е. И. Марукович и [др.] ; под общ. ред. Е. И. Маруковича. – Минск : Белорус. наука, 2007. – 152 с.
3. **Гоголинский, В. Ф.** Информационно-преобразовательные особенности автоматизации контроля профилей протяженных изделий / В. Ф. Гоголинский, А. П. Марков, Н. М. Рыбаков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 121–129.
4. **Конюхов, Н. Е.** Оптоэлектронные измерительные преобразователи / Н. Е. Конюхов, А. А. Плют, В. М. Шаповалов. – Л. : Энергия, 1977. – 160 с.
5. Фотоэлектрические преобразователи информации / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Л. Н. Преснухина. – М.: Машиностроение, 1974. – 376 с.
6. **Потапов, А. И.** Структура бесконтактного контроля профилей сложноконтурных изделий / А. И. Потапов, А. П. Марков, В. Ф. Гоголинский // Неразрушающий контроль и диагностика окружающей среды, материалов и промышленных изделий : межвуз. сб. – СПб. : Изд-во СЗТУ. – 2007. – Вып. 14. – С. 24–34.
7. **Марков, П. И.** Волоконно-оптические преобразователи в приборах технологического контроля / П. И. Марков, В. М. Шаповалов. – Минск : Наука и техника, 1984. – 112 с.

Белорусско-Российский университет
Институт технологии металлов (ИТМ) НАН Беларуси
Материал поступил 16.03.2010

**V. F. Gogolinsky, A. P. Markov,
E. M. Patuk, E. V. Pivovarova**
**Combined techniques and means of the
monitoring of complex contour surfaces**

Techniques of complex contour surfaces monitoring are analyzed based on the combined methods of non-contact measurements of sizes and forms of geometrical bodies.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВНУТРИКАРЬЕРНЫХ СКЛАДОВ

В статье рассматриваются рациональные подходы по переработке нерудных строительных материалов, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение. В частности, рассматривается необходимость устройства на предприятиях нерудной промышленности нашей страны усреднительных складов, на которых добиваются содержания гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси в диапазоне 40...50 %. Подавая на переработку сырье после усреднительного склада с таким содержанием гравия, можно достичь минимальной себестоимости переработки 1 м³ валунно-гравийно-песчаной смеси и снижения удельных приведенных затрат, а также повысить коэффициент загрузки дробильно-сортировочного оборудования и уменьшить износ дробилок за счет равномерности их загрузки. Полученное уравнение регрессии при помощи математического планирования эксперимента позволяет установить оптимальные параметры усреднительного склада нерудных стройматериалов и направление разгрузки автосамосвалов на складе.

Наилучшие технико-экономические показатели предприятий нерудной промышленности достигаются при использовании в процессе переработки однородного по качественному составу нерудного сырья. Одним из основных способов снижения колебаний содержания гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси, подаваемой на переработку, является усреднение гравия на внутрикарьерных складах. Сущность усреднения на усреднительных складах заключается в следующем. На складах отсыпается штабели полезного ископаемого тонкими наклонными или горизонтальными слоями с определенными качественными признаками (содержание гравия в смеси может изменяться от 20 до 80 %). Из штабелей полезное ископаемое отгружается погрузчиками вкрест слоев, в результате чего происходит его перемешивание до оптимального процентного содержания гравия. На усреднительные склады полезное ископаемое доставляется автосамосвалами или

конвейерами. Проблемы внутрикарьерного усреднения нерудного сырья исследованы в фундаментальных и прикладных трудах известных ученых и специалистов (Ю. Д. Буянов, В. В. Ржевский и др.). Вместе с тем, практически отсутствуют работы, в которых рассматриваются математические модели, доведенные до стадии программной реализации. Можно говорить о некотором значительном перерыве в исследованиях данного вопроса, вызванном переходом от плановых методов управления экономикой к рыночным. В настоящее время уровень развития вычислительной техники и информационных технологий, в частности аппарата имитационного моделирования, позволяет разработать модели, более глубоко учитывающие физические закономерности процесса усреднения на складах. Таким образом, актуальность применения современных методов в задачах обоснования параметров усреднительных складов при управлении потоком предприятий не-

рудной промышленности нашей страны является несомненной.

Целью работы автора является изменение технологии работ в карьерах по добыче валунно-гравийно-песчаной смеси, т. е. осуществление перехода от жесткой связи «карьер – дробильно-сортировочный завод» к гибкой «карьер – усреднительный склад – дробильно-сортировочный завод» и повышение эффективности оперативного управления качеством валунно-гравийно-песчаной смеси, подаваемой на переработку, посредством проектирования рациональных параметров внутрикарьерных усреднительных складов. Идея работы заключается в установлении закономерности изменения параметров потока нерудного сырья на входе и выходе внутрикарьерного усреднительного склада как информационного преобразователя потока в системе «карьер – дробильно-сортировочный завод». Анализ учебной и нормативной литературы показал, что единая методика обоснования оптимальных параметров усреднения на внутрикарьерных складах отсутствует. Предлагаются либо аналитические модели, установленные эмпирическим путем, либо методы на основе статистических испытаний. Недостатком аналитических моделей является статичность, а следовательно, негибкость, для методов статистических испытаний характерно использование метода Монте-Карло с известными теоретическими законами распределения качества исходного сырья в недрах. При этом задача определения оптимальных параметров усреднения на складах решается вне связи с другими технологическими процессами карьера и дробильно-сортировочного завода. Специфика предприятий нерудной промышленности заключается в постоянно меняющихся требованиях к номенклатуре продукции наряду с высокой изменчивостью качества нерудного сырья в карьерах. Поэтому эффективность отдельного технологи-

ческого процесса должна определяться с учетом влияния его результатов на выход конечной продукции. Объектом управления горно-технической системы является поток нерудного сырья – непрерывно-дискретный поток полезного ископаемого. Этот поток рассматривается как единая сущность, проходящая преобразователи – отдельные технологические процессы – с момента извлечения из недр до получения готовой продукции.

Для централизованного управления потоком нерудного сырья при постоянно меняющемся качестве исходного сырья и требованиях к номенклатуре товарной продукции (песок, гравий, щебень) целесообразна разработка комплекса автоматизированных систем, взаимодействующих на всех уровнях управления. Таким образом, взаимосвязанные программные модули, осуществляющие быстрый пересчет характеристик потока на выходах преобразователей с учетом изменения данных о качестве исходного сырья и требованиях к конечной продукции, способны обеспечить эффективное оперативное управление качеством валунно-гравийно-песчаной смеси в течение всего технологического цикла добычи и переработки полезного ископаемого. Внутрикарьерные усреднительные склады целесообразно исследовать как информационный преобразователь потока нерудного сырья. В этом случае управление качеством усреднения гравия на складах, как любого отдельного технологического процесса, обеспечивается возможностью прогноза результатов всего цикла преобразования потока – выхода товарного щебня и гравия. Следовательно, для обеспечения централизованного управления потоком на всех этапах технологического цикла необходима интеграция модели процесса в общую систему управления с обеспечением параметрического согласования входов и выходов соседних преобразователей. Для реализации модели процесса усред-

нения гравия в смеси на внутрикарьерных складах целесообразным представляется метод имитационного моделирования. В статье приведены постановка задачи математического моделирования и описание процесса разработки модели внутрикарьерного усреднительного склада. Модель склада представлена в виде информационного преобразователя – программного комплекса, реализованного на ЭВМ. Входными параметрами информационного преобразователя являются задаваемые векторы входных параметров X и Z , на основе которых

программно вычисляются векторы выходных параметров Y^* и Z^* (рис. 1). Если полученный результат удовлетворяет плановым показателям, то решение считается найденным и передается в карьерную систему, в противном случае – моделирование повторяется с измененными входными параметрами. По отношению к объекту управления – потоку нерудного сырья, проходящему через усреднительный склад, – на основе данной модели могут быть решены как прямая, так и обратная задачи.

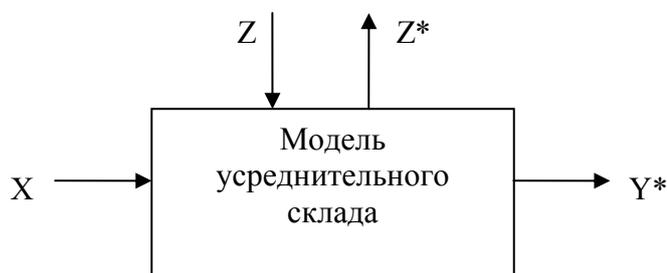


Рис. 1. Параметрическая модель внутрикарьерного усреднительного склада

При решении прямой задачи искомым является вектор выходных параметров, определяемый из соотношения

$$Y^* = F_1(X, Z). \quad (1)$$

При решении обратной задачи вектор входных параметров определяется из соотношения

$$X^* = F_2(Y, Z). \quad (2)$$

Самостоятельный интерес представляет задача оптимизации параметров преобразователя – усреднительного склада – при заданных векторах X и Y , описываемая соотношением

$$Z^* = F_3(X, Y). \quad (3)$$

Очевидно, что постановка задачи в виде (1), (2) дает возможность использовать модель в процессе управления потоком нерудного сырья, а постановка в форме (3) позволяет решить задачу

оптимизации параметров склада.

С учетом вышеизложенного вектор параметров на входе проектируемой системы – усреднительного склада – имеет вид:

$$\bar{X} = \{N, Q_i, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \sigma_{\alpha_i}, \sigma_{\beta_i}, \sigma_{\gamma_i}\}, \quad (4)$$

где N – количество выемочных блоков валунно-гравийно-песчаной смеси разного качества, обработанных экскаваторами и доставленных на усреднительный склад за моделируемый период; Q_i , $i = (1, \dots, N)$ – масса выемочного блока определенного качества, подаваемого от экскаватора на склад за моделируемый период, тыс. т; α_i , $i = (1, \dots, N)$ – общее содержание гравия в i -м блоке карьера Q_i , %; β_i , γ_i , $i = (1, \dots, N)$ – среднее содержание гравия второго и третьего сорта в i -м выемочном блоке Q_i , %; σ_{α_i} , σ_{β_i} , σ_{γ_i} – средние квадратические отклоне-

ния общего содержания гравия, второго и третьего сита на входе усреднительного склада за моделируемый период.

Вектор технологических параметров проектируемой системы – усреднительного склада – имеет вид:

$$\bar{Z} = \{L, b, h, \mu, V_a, b_a, G_1, G_2\}, \quad (5)$$

где L – длина склада, м; b – ширина склада, м; h – высота склада, м; μ – количество слоев в штабеле; V_a – масса перевозимой автосамосвалом валунно-гравийно-песчаной смеси, т; b_a – ширина кузова автосамосвала, м; G_1, G_2 – технологические схемы формирования штабелей.

Вектор параметров на выходе проектируемой системы – усреднительного склада – имеет вид:

$$\bar{Y} = \{\bar{\alpha}_j, \bar{\beta}_j, \bar{\gamma}_j, \sigma_\alpha, \sigma_\beta, \sigma_\gamma, \bar{\alpha}, \bar{\sigma}_n^2, \bar{\sigma}^2, \delta, K, \sigma^2\}, \quad (6)$$

где $\bar{\alpha}_j, \bar{\beta}_j, \bar{\gamma}_j; j = (1, \dots, m)$ – общее содержание гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси, второго, третьего сита соответственно в объеме смеси, отгружаемой со склада за моделируемый интервал времени, где m – количество отгруженных порций, %; $\sigma_\alpha, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ – среднеквадратические отклонения общего содержания гравия в смеси, второго, третьего сита от среднего в объеме смеси, отгружаемой со склада за моделируемый период; $\bar{\alpha}$ – среднее содержание полезного компонента (гравия) в штабеле, %; $\bar{\sigma}_n^2$ – дисперсия качества в поступающих на склад порциях смеси (автосамосвалах); $\bar{\sigma}^2$ – внутриштабельная дисперсия качества в отгружаемых порциях смеси (автосамосвалах); δ – межштабельная дисперсия качества; K – показатель степени штабельного усреднения; σ^2 – общая дисперсия качества между отгружаемыми порциями смеси.

Для решения задач управления потоком нерудного сырья и оптимизации параметров внутрикарьерных складов разработаны две модели: M_1 и M_2 . Модель склада M_1 предназначена для ре-

шения задачи управления качеством валунно-гравийно-песчаной смеси, проходящей усреднительный склад, модель M_2 – для определения оптимальных параметров самого склада. Задача управления потоком требует решения в реальном времени, тогда как задача оптимизации параметров склада относится к классу инженерно-расчетных и не имеет жесткой временной увязки. Согласно принципам проектирования сложных систем произведен переход от формального описания системы (параметрической модели) к ее содержательному описанию (математическим зависимостям, алгоритмам). В результате декомпозиции разработана иерархическая структура программных модулей, представленная совокупностью функциональных блоков (рис. 2).

Блок 1 представляет собой набор процедур, формирующих из исходных данных последовательность выемочных блоков, обрабатываемых одновременно несколькими экскаваторами, находящимися в состоянии добычи в моделируемом периоде.

Блок 2 представляет собой совокупность процедур, осуществляющих формирование непрерывной последовательности поступления автосамосвалов на усреднительный склад.

Блок 3 включает процедуры, моделирующие формирование усреднительного штабеля. Содержание блока различно для моделей M_1 и M_2 . В модели M_1 штабель представлен трехмерным массивом, состоящим из элементов, представляющих порцию валунно-гравийно-песчаной смеси объемом $0,1 \text{ м}^3$. Каждому элементу массива присваивается идентификатор блока смеси одного из работающих добычных экскаваторов, выгруженной из автосамосвала на склад. Идентификаторы блоков извлекаются из сформированной процедурами блока 2 последовательности поступления автосамосвалов на склад. Размерность массива $M-N-P$, характе-

ризирующего усреднительный штабель, определяется как

$$M = L / d; \quad N = b / d; \quad P = h / d, \quad (7)$$

где L – длина штабеля, м; b – ширина штабеля ($b < 30$ м); h – высота штабеля,

$h = 7$ м; d – размеры порции смеси, принимаемой за элементарный объем (элемент массива) с постоянным качеством, $d = 0,1$ м.



Рис. 2. Структура программного модуля «Модель усреднительного склада»

В модели M_2 , предназначенной для оптимизации параметров склада, штабель представлен матрицей, где каждый элемент характеризуется объемом и качеством порции смеси, доставленной автосамосвалом от добычного экскаватора, а каждый столбец – объемом и качеством смеси в отгружаемом со склада автосамосвале. Блок 4 объединяет набор процедур, осуществляющих расчет контролируемых выходных параметров вектора Y . Блок 5 включает процедуры: отображение последовательности поступления автосамосвалов

на входе склада, сформированного штабеля в сечениях и отображение функции качества по длине склада. Таким образом, разработанные модели усреднительного склада M_1 и M_2 представляют собой инструмент для постановки активного эксперимента с целью исследования закономерностей процесса штабельного усреднения и установления зависимости качественных характеристик подаваемой на переработку валуно-гравийно-песчаной смеси от проектных параметров внутрикарьерных усреднительных складов при оперативном

управлении потоком нерудного сырья.

Далее произведены оценка корректности моделей, планирование и постановка эксперимента по определению рациональных параметров внутрикарьерных усреднительных складов для условий разработки месторождений валунно-гравийно-песчаной смеси Крапужино Логойского района Минской области и Дубровка Шкловского района Могилевской области. Постановка задачи, решаемой моделью M_1 (управление потоком), выглядит следующим образом: имеются геологические данные об объемах и качестве планируемых к добыче выемочных блоков (недельно-суточный график) и объем формируемого штабеля (длина штабеля). Требуется определить общее содержание гравия в штабеле, а также его ситовые характеристики и дисперсию качества в отгружаемых порциях за период моделирования. В качестве исходных данных для моделирования, характеризующих параметры потока на входе склада, использован массив геологических показателей за полгода (с 1 января по 1 июля 2009 г.). В результате экспериментов установлено, что модель M_1 , используемая в задачах управления потоком, адекватна технологическому процессу и имеет высокую точность. Ошибка при подсчете объемов составляет $(0,35...0,5) \cdot 10^{-2} \%$, ошибка при подсчете гравия общего содержания, второго и третьего сит – соответственно $(0,23...0,7) \cdot 10^{-3} \%$, $(0,62...0,12)$ и $(0,12...0,3) \cdot 10^{-3} \%$ при доверительной вероятности 95 %.

Постановка задачи, решаемой моделью M_2 (обоснование рациональных параметров внутрикарьерных усреднительных складов), выглядит следующим образом: имеются геологические данные об объемах и качестве планируемых к добыче выемочных блоков (недельно-суточный график). Требуется определить объем формируемых штабе-

лей для обеспечения дисперсии качественных характеристик гравия в отгружаемых порциях относительно среднего не более 10 %. Для проверки адекватности модели M_2 в качестве контролируемого параметра принято общее содержание гравия в смеси как основной качественной характеристики. На вход модели подавались геологические данные, полученные результаты сопоставлялись с лабораторными показателями. Погрешность результатов моделирования относительно лабораторных показателей составила $5,1 \cdot 10^{-3} \%$, при этом ошибка геологических относительно лабораторных данных – $4,9 \cdot 10^{-3} \%$ с доверительной вероятностью 95 %. Следовательно, точность модели M_2 достаточна для решения задачи оптимизации параметров усреднительных складов. В качестве управляемых параметров при планировании эксперимента с использованием модели M_2 были приняты: X_1 – длина усреднительного штабеля L ; X_2 – режим поступления автосамосвалов; X_3 – направление перемещения фронта разгрузки автосамосвалов. Эффективность усреднения на внутрикарьерных складах определяется общей дисперсией качества валунно-гравийно-песчаной смеси в отгружаемых со склада порциях смеси σ^2 ; таким образом, целевая функция (критерий оптимальности) Y при постановке эксперимента имеет вид:

$$\sigma^2 \rightarrow \min. \quad (8)$$

Полный трехфакторный эксперимент проводился в окрестностях точки факторного пространства с координатами $X_{01} = 115$ м. Условия проведения полного факторного эксперимента приведены в табл. 1.

В результате эксперимента установлено, что требуемое технологией переработки значение общей дисперсии в отгружаемых порциях (не более 10 % от среднего общего содержания гравия при опти-

мальном среднем значении содержания гравия в смеси – 45 %) достигается при длине склада 175...190 м ($\sigma^2 = 0,22$) при направлении разгрузки автосамосвалов параллельно оси штабеля вне зависимости от режима поступления автосамосвалов.

Уравнение регрессионной зависимости дисперсии в отгружаемых порциях валунно-гравийно-песчаной смеси от исследуемых факторов имеет вид:

$$Y = 0,55 - 0,081 X_1 - 0,033 X_2 - 0,189 X_3 . \quad (9)$$

Таким образом, наибольшее влияние на критерий оптимизации, судя по величине коэффициентов регрессии, оказывает фактор X_1 – направление формирования штабеля ($b_3 = -0,189$). Фактор X_2 – длина штабеля – также имеет существенное влияние на качество усреднения ($b_1 = -0,081$). Значимость коэффициента фактора X_3 находится на границе допустимого значения, следовательно, режим поступления автосамосвалов практически не влияет на качество усреднения смеси.

Табл. 1. Характеристика плана эксперимента по определению оптимальных параметров внутри-карьерного усреднительного склада

Характеристика	Длина штабеля, м	Режим поступления автосамосвалов	Направление заполнения штабеля
	X1	X2	X3
Основной уровень	115	–	–
Интервал варьирования	85	–	–
Верхний уровень	200	Равномерное	Параллельно
Нижний уровень	30	Случайное	Перпендикулярно

Заклучение

В статье изложены новые научно обоснованные результаты по оптимизации проектных параметров внутрикарьерных усреднительных складов, использование которых обеспечивает решение актуальной прикладной проблемы управления качеством подаваемой на переработку валунно-гравийно-песчаной смеси. Также исследован процесс усреднения на внутрикарьерных складах с позиций информационного преобразователя потока нерудного сырья – подсистемы в общей системе взаимодействия карьера и дробильно-сортировочного завода. Имитационное моделирование усреднения смеси на внутрикарьерных складах идентифицировано в общей системе классификации задач горного производства как блок выбора

режима работы преобразователя, а параметрическое согласование входов и выходов модели усреднительного склада – как блок согласования работы соседних преобразователей.

Разработаны программные модули, позволяющие моделировать усреднение гравия в штабелях валунно-гравийно-песчаной смеси и используемые при решении задач управления потоком и оптимизации проектных решений по обоснованию оптимальных параметров внутрикарьерных складов. Установлено, что оптимальной является схема разгрузки автосамосвалов на складе параллельно фронту формирования штабеля, при этом последовательность их поступления на качество усреднения влияния не оказывает.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормы технологического проектирования предприятий промышленности нерудных строительных материалов. – Л. : Стройиздат, 1977. – 352 с.

2. Временная инструкция по формированию структур комплексной механизации горных работ (применительно к условиям циклично-поточной технологии разработки связных и раз-

дельно-зернистых пород на карьерах по добыче нерудных строительных материалов). – М. : М-во промышленности строительных материалов, 1979. – 50 с.

3. Буянов, Ю. Д. Разработка гравийно-песчаных месторождений / Ю. Д. Буянов. – М. : Недра, 1988. – 208 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 08.04.2010

S. N. Berezovsky
Substantiation of rational parameters
of intraquarry warehouses

The paper describes rational approaches to the processing of nonmetallic construction materials ensuring saving of energy and resources. In particular, it considers the necessity of setting up averaging warehouses at nonmetallic industry enterprises of our country at which the gravel content in the boulder-gravel-sand mixture can be achieved in the range of 40...50 %. After the averaging warehouse, the raw materials with such gravel content can be processed at the minimum cost of processing of 1 m³ of boulder-gravel-sand mixture and the specific costs will be reduced. The loading factor of the crushing and screening equipment increases and the wear of crushing machines is reduced owing to the uniformity of their loading. The derived equation of regression with the help of mathematical planning of the experiment determines optimum parameters of the averaging warehouse for nonmetallic construction materials and directs unloading of dump trucks in the warehouse.

УДК 616 – 092: 612. 014.4 + 001.19

П. А. Козырицкий, канд. техн. наук

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ БИОПАТОГЕННЫХ ЗОН ЗЕМЛИ

Рассмотрены результаты исследований биопатогенных зон Земли. Проанализирована научная литература. Рассмотрены существующие гипотезы природы и расположения биопатогенных зон, способы и индикаторы для их обнаружения, влияние на здоровье человека, на животных и растения. Приведены способы нейтрализации и смещения биопатогенных зон.

Введение

На протяжении всего существования человечество стремилось покорить природу, переделать ее под себя. И сегодня распространено мнение, что человек – царь природы, что в борьбе между ними человек побеждает, и природа – это, фактически, заложник человека. Если взглянуть глубже, мы увидим, что дело обстоит иначе: не природа, а человек – заложник природы. Природа лишь пытается вернуть человека в свое лоно. Постепенно она раскрывает человеку свои тайны, а вместе с ними и законы, по которым живет. И человеку приходится их принимать. Он начинает осознавать, насколько бессмысленной была тысячелетняя борьба с Природой и насколько плодотворным могло бы быть тысячелетнее сотрудничество. Одной из самых главных открытых тайн Природы на сегодняшний день является открытие энергетической сети Земли, неблагоприятно влияющей на все живые организмы, включая человека. Однако, кроме человека, все остальные животные являются частью Природы и чувствуют эту сеть. Благодаря ей птицы совершают свои ежегодные миграции и точно находят дорогу, даже если летят первый раз в жизни. Животным она помогает найти воду, пищу, пройти по земле и не попасть в ловушки. Только человек утратил способность чувствовать энергетику Земли. Из-за неправильного выбора мест для жилья, работы, отдыха, без учета энергетических характеристик

этого места, вытекает большинство болезней и бед человека. Поэтому необходимо изучить и ввести в наш обиход понятие энергетической сети Земли, а также неразрывно связанное с первым понятие «биопатогенные зоны». Человек должен себя обезопасить от их вредного влияния.

Природа биопатогенных зон земли

Биопатогенные зоны (БПЗ) – это ограниченные участки, в которых наблюдаются аномалии суточной динамики геометрических и геомагнитных полей, которые действуют разрушающе на любые биологические объекты, в том числе и на организм человека. Название «биопатогенные полосы (зоны)» произошло оттого, что они способны вызывать патологию, т. е. отрицательные изменения здоровья, у тех людей, которые длительное время находятся на этих полосах. Наряду с этим понятием, специалисты часто употребляют и другое – «геопатогенные полосы (зоны)». Оно предполагает, что такие полосы обусловлены патологией в строении Земли, в частности, ее коры, подповерхностного слоя и т. д. На самом деле это название оправдано только в том случае, если такая патология создана человеком. Например, прорыты тоннели метро или образованы пустые шахты после добычи угля. Это действительно патология для Земли. Те же неоднородности вещества Земли, которые возникли естественным путем, в процессе ее эволюции,

мы не вправе называть патологией, даже если речь идет о разломах земной коры. Это не патология, а норма. Таким образом, предпочтительно использовать термин «биопатогенные полосы (зоны)» [1].

Биопатогенные зоны представляют собой обобщающее понятие, обозначающее участки земной поверхности различной протяженности, длительное нахождение в которых приводит к нарушению здоровья и развитию заболеваний. Биопатогенные зоны бывают локальными, величиной от нескольких до десятков сантиметров, и протяженными – в виде полос или решетчатых сеток. Структура этих зон до конца не изучена, поскольку в настоящее время не поддается определению с помощью технических средств, но уже установлен их сложный и полиморфный характер.

Значительный вклад в изучение особенностей строения и патогенного воздействия зон внесли работы Р. Шнайдера (1984) и П. Швайтцера (1986), использовавших в качестве индикаторов V-образные антенны с двухпроводными измерительными линиями. На основании проведенных исследований было обнаружено, что биопатогенное излучение представляет собой высокочастотное электромагнитное поле с длиной волн, лежащих в дециметровом диапазоне.

Существует множество гипотез происхождения биопатогенных зон. Одни считают, что Земля представляет собой гигантский кристалл, где в вершинах и ребрах кристаллической решетки сконцентрированы аномальные физические зоны. Там всегда происходит что-то непонятное, происходят необычные явления, обусловленные энергетической связью Земли и Космоса.

Чешский врач Олдрих Юризек, 30 лет проработавший окружным онкологом в Моравии, после длительных исследований пришел к заключению, что причиной несчастья людей может являться «подземная патология». Он уста-

новил, что у людей, живущих в домах, построенных на дне бывших водоемов, в высохших руслах излучин, на пойменных и подтопляемых землях, риск преждевременной смерти значительно выше. Отсюда напрашивался однозначный вывод: «биопатогенные зоны» возникают в местах, где происходит существенное движение подземных вод. Привлечение к дальнейшим исследованиям геофизиков позволило ученым сделать важное уточнение. Главным фактором таких зон является не просто движение подземных потоков, а их пересечение, сброс подземных вод, в результате которых рождаются вихревые образования и воронки, и чем выше скорость течения воды, тем интенсивнее повреждающее действие на организм. При этом существенную роль играют различного рода разломы, карстовые пещеры, пустотные образования в структурах подстилающих скальных пород, которые находятся под верхним слоем Земли, над залежами различных руд и над местами пересечения технических подземных коммуникаций (канализация, водопровод, метро и т. д.).

По предположению ведущего геопатолога Германии Андриса Кобишны, в местах пересечения водных артерий возникает «электромагнитное напряжение», под действием которого высвобождаются нейтроны, превращающиеся в организме человека в протоны, и в результате этого превращения испускаются альфа-лучи, которые и вызывают многочисленные нарушения в состоянии здоровья человека. В настоящее время природа биопатогенных зон до конца не изучена и твердого мнения об их происхождении нет. Но в том, что они существуют, никто не сомневается.

Расположение биопатогенных зон и линий на поверхности земли

Решетчатые сетки Земли различных порядков представляют полевые образования определенной структуры в

виде силовых линий, полос, плоскостей и энергетических узлов. В их образовании, помимо сложного взаимодействия многочисленных геофизических факторов, принимает участие космическое излучение, формируя сложнейшую динамическую полевую структуру. Наиболее изученными являются глобальная прямоугольная координатная сетка Э. Хартмана и диагональная координатная сетка М. Карри, биопатогенное воздействие которых из перечисленных выше решетчатых структур является доказанным научным фактом.

Прямоугольную сетку Хартмана называют общей, глобальной, так как она охватывает всю земную поверхность и имеет достаточно правильной формы решетчатую структуру. Сетка названа именем известного немецкого врача и исследователя земного излучения Эрнста Хартмана, который ее впервые обнаружил. Сетку Хартмана также называют координатной в связи с точной ориентировкой по геомагнитному меридиану и геомагнитной параллели.

Сетка представляет собой чередующийся ряд параллельных полос (стен), шириной около 20 см (от 19 до 27 см). Излучение полос неоднородно; состоит из первичной части 2...3 см, с выраженными электромагнитными свойствами, и вторичной, образованной излучениями различных полей, активными радикалами газовых молекул, покрывающими первичную часть в виде своеобразной «шубы». Высказывается предположение, что этот слой «шубы» формируется за счет взаимодействия космического, атмосферного и геофизического процессов. Сетка Хартмана ориентирована по сторонам света. Каждая ее ячейка представлена двумя полосами – короткими (от 2,1 до 1,8 м; в среднем 2 м), направленными на север-юг, и более длинными (от 2,25 до 2,6 м; в среднем 2,5 м), направленными на восток-запад [2]. Полосы сетки Хартмана поляризованы на условно «положи-

тельные» и «отрицательные». При этом направление их энергетического потока может быть восходящим и нисходящим. В местах пересечения они образуют так называемые узлы Хартмана величиной около 25 см. Через каждые 10 м в решетке сетки проходят полосы большей интенсивности и ширины.

Диагональная сетка Карри. Второй, важнейшей с точки зрения биопатогенного воздействия, решетчатой структурой является диагональная сетка М. Карри. Она образована параллельными полосами (стенами), направленными с юго-запада на северо-восток и перпендикулярно к этому направлению с северо-запада на юго-восток, пересекающимися по диагонали прямоугольную сетку Хартмана [1–3].

Полосы сетки Карри идут в определенном порядке. Через каждые 14 параллельных тонких полос первого порядка шириной несколько сантиметров идет 15-я полоса второго порядка шириной около 30 см. В последующем такое чередование продолжается. После каждой четырнадцатой (тридцатисантиметровой) полосы идет пятнадцатая полоса третьего порядка шириной в 1 м. Этот закон продолжает действовать и дальше. Это значит, что после четырнадцати метровых полос должна быть более широкая полоса. Ее ширина каждый раз увеличивается в 3 раза. После метровых полос следуют трехметровые. После четырнадцати трехметровых полос следует десятиметровая полоса и т. д. Поскольку такая закономерность выполняется строго, то через определенное расстояние следуют полосы шириной в десятки метров, а через еще большие расстояния – сотни метров. Описанные полосы пересекаются такой же системой перпендикулярных полос. Так получаются «параллели» и «меридианы» (биопатогенные). На пересечении полос образуются узлы Карри, обладающие выраженным биопатогенным действием. При совпадении узлов Кар-

ри и Хартмана возникает угроза заболевания, так как суммарный эффект такого излучения значительно возрастает. Предполагают, что сетка Карри возникает в результате сложного взаимодействия геофизических и космических процессов. Координатные сетки являются не самостоятельными образованиями, а имеют в своей основе поля излучений, исходящих от подземных водных потоков и геологических разломов, поэтому их подразделяют на сетки разломов и водоносные сетки. Величина контура для больших геологических разломов постоянна и составляет приблизительно 2 м в направлении с севера на юг на 2,5 м в направлении с востока на запад. Поля излучения, образуемые разломами меньшей ширины, не превышающей 26,9 см, характеризуются квадратными контурами с длиной стороны от 0,8 до 1,4 м. По мере возрастания ширины разлома постепенно увеличиваются и размеры контуров сеток, достигающих, в конце концов, постоянной прямоугольной формы.

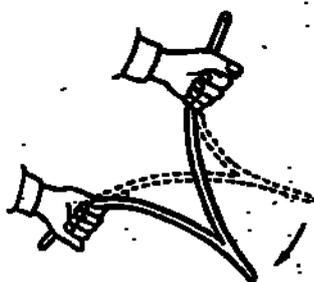
Определение биопатогенных зон

Расположение биопатогенных зон в квартире, в служебном помещении, на открытой площадке или на приусадеб-

ном участке можно определить с помощью различных индикаторов. В качестве индикаторов многие столетия использовалась ветка какого-либо дерева, например, ивы, сирени, березы, можжевельника, вишни. Отсюда и название – «лозоходство». С помощью лозы в наше время лозоходцы ищут расположение подземных трубопроводов, различных строений или их остатков и многое другое [1]. Опытные специалисты-лозоходцы рекомендуют брать ветки длиной 15...18 см, толщиной около 3...5 мм. Ветка дерева должна быть не просто прямым кусочком указанных размеров, это должна быть вилка, раздвоенная ветка, чтобы ее можно было держать так, как показано на рис. 2. Лоза должна быть гладкой, а значит, сделанной из свежеспиленной ветки растущего дерева. На рис. 1 показан прием удержания лозы обеими руками во время работы лозоходца [1].

В качестве индикатора можно использовать золотое кольцо, подвешенное на нитке длиной 60...70 см, или другой компактный грузик так, чтобы в руках лозоходца он мог образовать физический маятник.

а)



б)

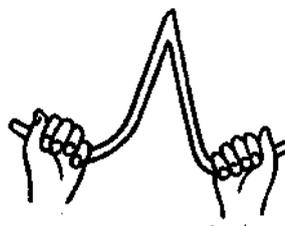


Рис. 1. Поворот лозы в руках лозоходца (а), захват лозы «нижним хватом» (б)

Для начинающих лозоходцев наиболее прост и удобен в пользовании Г-образный индикатор (см. рис. 2). Это согнутая под прямым углом медная или

стальная проволока диаметром 2 или 3 мм. С. С. Соловьев рекомендует взять вертикальную часть (которую оператор держит в руке) равной 15 см, а горизон-

тальную – 30 см. А. В. Мартынов в книге «Исповедимый путь» пишет: «Наиболее приемлемым и наглядным инструментом оказалась Г-образно согнутая вязальная спица».

Необязательно точно придерживаться указанных размеров при изготовлении Г-образного индикатора. От них возможны значительные отклонения. Для удобства пользования Г-образным индикатором рекомендуется его нижнюю вертикальную часть помещать в пластмассовую или стеклянную трубку, в которой он мог бы свободно вращаться. Чтобы он не проваливался вниз, трубку снизу закупоривают пробкой. В этом случае в руке держат не сам индикатор, а трубку. Когда оператор проводит измерения, держа в руке индикатор, происходит взаимодействие биополя

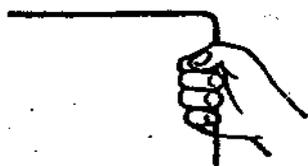


Рис. 2. Г-образный металлический индикатор

Зажим 3 позволяет повернуть изогнутую ручку, совместив ее с плоскостью кольца, и сделать, таким образом, рамку компактной для транспортировки. Рамка становится на горизонтальные параллельно ориентированные ладони, при этом прямая часть ручки – ось вращения рамки – опирается на мизинцы, а отогнутые концы смотрят вперед; они предназначены для ограничения с помощью больших и указательных пальцев угла поворота рамки вокруг своей оси. Вначале с помощью указательных

оператора с полем биопатогенной полости. Когда мы изолировали индикатор стеклянной трубочкой, то тем самым мы уменьшили эффект взаимодействия указанных двух полей, двух излучений. Для восстановления этого эффекта необходимо активировать саму трубочку. Известно, что фосфор на стенке спичечного коробка является активатором – им можно активировать другие вещества и предметы. Для этого их надо натереть этим фосфором. Это же надо сделать и с трубочкой, в которую помещают Г-образный индикатор.

Для профессионалов-операторов С. С. Соловьев изобрел индикатор в виде рамки (окружности) с ручками. Индикатор С. С. Соловьева состоит из кольца 1 и ручки 2, прикрепленной к кольцу с помощью зажима 3 (рис. 3).

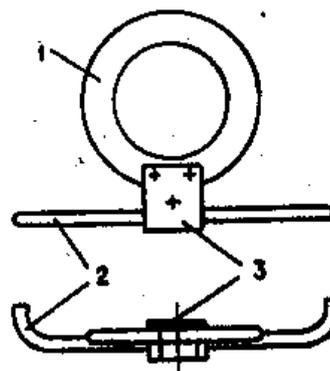


Рис. 3. Индикатор С. С. Соловьева

пальцев находится положение равновесия, после чего кольцо чуть наклоняется вперед, при каком-либо изменении полей кольцо опрокидывается назад. Чем интенсивнее измеряемое поле, тем с более низкого положения поднимается и опрокидывается кольцо. При прочих равных условиях действующая на кольцо опрокидывающая сила прямо пропорциональна площади кольца (квадрату его радиуса) и обратно пропорциональна моменту инерции (радиусу в четвертой степени). Поэтому более под-

вижным оказывается кольцо малого диаметра. Очень удобна в работе дюралевая рамка с кольцом, имеющим наружный диаметр 140 мм, внутренний диаметр 84...112 мм, толщину поперечного сечения 7 мм.

С. С. Соловьев рекомендует (для соблюдения техники безопасности) ручки индикатора, которые соприкасаются с руками оператора, изолировать изолентой из полихлорвинила. Это делается для того, чтобы высокочувствительные люди не набирали на себя через индикатор измеряемое излучение. Это может привести к плохому самочувствию, головокружению, тошноте и слабости. Изолированный таким способом индикатор необходимо подзарядить. Для этого его рукоятки (под изолентой) надо обмотать полосками бумаги, пропитанной фосфором (можно от коробка спичек) или раствором суперфосфата. Имеется достаточно много разновидностей индикаторов, которые можно использовать для определения расположения биопатогенных зон.

В продаже имеется прибор – индикатор геофизических аномалий ИГА-1. Прибор представляет собой высокочувствительный селективный измеритель электромагнитного поля. Предназначен для измерения электромагнитной составляющей геомагнитного поля Земли в диапазоне 5...10 КГц, чувствительность прибора составляет от единиц до сотен пиковольт. В качестве выходного параметра прибора используется интеграл фазового сдвига на анализируемой частоте. Прибор выполнен в виде переносного измерительного датчика с визуальной индикацией и соединенного с ним кабеля блока питания. Питание прибора осуществляется от сети переменного тока 220 В или аккумулятора. Перемещая датчик вдоль анализируемой поверхности, производится определение местонахождения биопатогенных зон в виде различных сеток и пятен.

Биопатогенные полосы, растения и животные

О связи между растениями и биопатогенными полосами было известно давно. В «Большом энциклопедическом словаре» Брокгауза (1935) приводятся сведения о том, что на биопатогенных полосах хорошо растут ядовитые растения, такие как болиголов, наперстянка, осенний безвременник, переступень. Здесь они развиваются значительно лучше, чем вне полос. В этом же словаре говорится, что те деревянные дома, которые находятся на биопатогенных полосах, с очень большой вероятностью поражаются дереворазрушающим грибом.

Специалисты установили, что плодовые деревья (особенно яблоня), которые растут на биопатогенных полосах, развиваются плохо, с патологией – у них появляются «раковые наросты». Если эти деревья растут на пересечениях биопатогенных полос, то вероятность такого развития событий практически стопроцентная.

Исследования показали, что не все растения реагируют одинаково на полосы. На биопатогенных полосах очень хорошо растут папоротник, крапива, дуб, сочная трава, верба, ива, озерный камыш, ольха, ежевика. Плохо растут клен, береза, ель. Огородникам надо знать, что на биопатогенных полосах плохо растут огурцы, сельдерей, лук, кукуруза. Таким образом, на биопатогенных полосах хорошо уживаются сорняки и ядовитые растения. Культурные растения развиваются на полосах плохо.

Ученые установили, что сойки «сажают» дубы именно там, где они лучше всего будут расти. Это происходит безошибочно, поскольку сойки прячут про запас желуди в узлах биопатогенной сетки. Зимой хранилища соек заносит снегом, и не остается рядом никаких видимых примет. Но орнитологи достоверно знают, что сойка найдет и под покровом снега свой скарб.

Разыскивая свой клад, сойка практически никогда не выходит за пределы круга диаметром в один метр. Как она определяет место клада? Конечно, по полосе, а точнее, по пересечению полос. Она их чувствует. Вообще все птицы чувствуют биопатогенные полосы. Они вьют на полосах свои гнезда.

Живые организмы, имеющие древнее происхождение (рыбы, насекомые, птицы и пресмыкающиеся), очень любят находиться на биопатогенных полосах. Лесные рыжие муравьи строят свои муравейники на пересечениях полос. В печати сообщалось о наблюдениях над пчелами. Оказалось, что сборы меда увеличиваются в том случае, если улей находится на биопатогенной полосе. Правда, пчеловоды пришли к заключению, что на зиму пчелиный улей лучше снять с полосы и расположить в нейтральной зоне.

Что касается млекопитающих, то для них биопатогенные полосы являются вредными. Они чувствуют полосы и стараются избегать их. Литовские исследователи на большом статистическом материале показали, что если коровы находятся в стойлах на биопатогенной полосе, то привесы их снижаются на 20...30 %, а удои молока уменьшаются в 2...3 раза. При обследовании 35000 коров Я. Лигерс установил, что большинство из больных маститом коров (80 %) – это те животные, которые находились на биопатогенных полосах (на привязи).

Исключение из млекопитающих – кошка. Ее собственное излучение является отрицательным, обычно она выбирает наиболее полезные уголки дома. Но зачастую, в моменты сильных негативных эмоций, кошки ищут забытья в биопатогенных зонах.

Собака хорошо чувствует наличие биопатогенных полос и избегает их. В домашних условиях поведение собаки можно использовать для определения полосы – на полосе собака спать не будет

[4].

Влияние биопатогенных зон на здоровье человека

По данным Общества биопатологов Австрии, руководимого Отто Бергманом, биопатогенные воздействия изменяют напряжение поверхности жидкостных структур клетки, приводящее к дестабилизирующим процессам в структуре ее ДНК. Предполагается, что взаимодействие право- и левовращающихся электромагнитных полей приводит к эффекту «биения», что, в свою очередь, разрушает генетическую матрицу ДНК и РНК.

Рассмотрим действие биопатогенных полос на человека, его здоровье. Осуществляется это действие через биополе человека. Энергетический каркас человека состоит из семи энергетических центров (чакр). Жизненная энергия распространяется в теле по змеевидной спирали от одного жизненного центра к другому. Каждый из таких центров связан с определенным органом. Указанные чакры, спиралеобразные потоки энергии, экстрасенсы видят воочию. По восприятию экстрасенсов, они представляют собой яркие колеса света, вращение в которых происходит против часовой стрелки. По мере роста человека от его рождения до совершеннолетия размеры чакр увеличиваются. Их размер у новорожденного составляет всего около сантиметра в диаметре. У взрослого человека этот параметр увеличивается до пятнадцати сантиметров [1]. Воздействие биопатогенной зоны на организм происходит не в одночасье, а в течение длительного времени. Имунная система организма человека сопротивляется этому воздействию. Однако с течением длительного времени работу по энергетической саморегуляции организма выполнять становится труднее, так как интенсивность биопатогенного излучения не ослабевает, а энергетические ресурсы организма с возрастом

слабеют и нет здоровой компенсирующей подпитки всей энергетики человека (В. В. Касьянов)

Максимальная частота онкозаболеваний отмечена как в жилых кварталах, расположенных в пределах различных по площади экстраузлов и центров, так и в районе мощных и протяженных зон.

В. В. Касьянов исследовал состояние здоровья людей, которые долго находились на биопатогенных полосах. Результаты своих исследований он сформулировал так: «Влияние биопатогенных зон на организм человека всегда является отрицательным. При этом не только угнетается рост, способность к размножению всех биосистем, но и затрачиваются иммунные силы. В результате биологические организмы вступают в состояние повышенных энергетических затрат, затем энергоистощимости и, как финал, в стадию заболевания». При обследовании больных, долгое время проживающих на биопатогенных зонах, было обнаружено:

1) общее истощение организма, их центральной нервной системы. Такие люди жалуются на ощущение постоянного дискомфорта;

2) снижение ферментативной активности организма;

3) гормональная система разбалансирована (наблюдаются гормонально-активные образования различных органов, перерождение доброкачественных опухолей в злокачественные);

4) энергетическое истощение сердечной мышцы и патологические состояния сердечно-сосудистой системы. Таким людям чрезвычайно трудно переносить в биопатогенных зонах повышенную физическую и эмоциональную нагрузку. Отсюда инсульты и инфаркты миокарда;

5) резкая подавленность иммунной системы организма в связи с длительным нахождением на биопатогенной полосе выражается в затяжных вялотекущих обострениях заболеваний с час-

тыми переходами в хроническую форму. Лечение в таких зонах не дает стойкого эффекта;

б) изменение показателей крови.

В. Е. Ланда совершенно справедливо замечает, что ошибочным является мнение, «согласно которому можно ожидать адаптации человека к условиям биопатогенной зоны вследствие его длительного пребывания в зоне. Также научно несостоятельно мнение о возможности успешного отбора устойчивых к патогенному действию особей. Идти на риск такого отбора недопустимо».

Наличие биопатогенных полос на рабочих местах в учреждениях, промышленных предприятиях приводят к повышению утомляемости, понижению производительности труда, развитию заболеваний. Из наблюдений установлено, что нахождение человека в рабочее время на пересечении биопатогенных полос привело к аритмии сердца. При смещении рабочего места в нейтральную зону работа сердца стабилизировалась по истечении 3...4 месяцев. Нахождение в биопатогенной зоне более четырех лет привело к летальному исходу (два случая), поэтому своевременное обнаружение расположения этих зон в квартирах и служебных помещениях, где человек проводит длительное время, имеет актуальное значение.

Смещение и нейтрализация биопатогенных полос

Для нейтрализации действия биопатогенных полос возможны несколько вариантов: 1) перемещение рабочего места из зоны действия биополосы; 2) перемещение биополосы из рабочей зоны с помощью активированных микроантенн; 3) экранирование помещения или участка.

Наиболее приемлемым является первый способ. Если обнаружена биопатогенная полоса на рабочем месте или в зоне отдыха, то эти места смещаются в нейтральную зону. В другом случае необходимо смещать или нейтрализо-

вать эту полосу.

С. С. Соловьев изобрел несложные микроантенны, которые сейчас успешно применяются. Одна из таких микроантенн показана на рис. 4. Длина антенны – 20 см. Максимальная амплитуда – 7 см, всего полупериодов – 3,5. Для изготовления микроантенн используют медную или стальную проволоку диаметром 2 или 3 мм.

Микроантенны размещают по две на каждом конце параллельно биопатогенной полосе. На рис. 5 показано, как следует перемещать сразу две перпендикулярные друг другу полосы. Это сделано с помощью нескольких микроантенн [1].

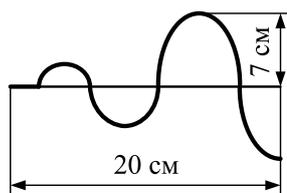


Рис. 4. Микроантенна С. С. Соловьева

При невозможности сместить полосу применяется способ экранирования. Наиболее простой способ экранирования – окружить проволокой (медной или с лаковой изоляцией) кровать, комнату или все здание [1].

Заключение

В настоящее время во многих странах ведется изучение биопатогенных зон. Это обусловлено не только чисто научным интересом к проблеме, но и, прежде всего, практическими задачами – важно защитить людей от риска заболеваний. Как пример, можно привести такие работы в Австрии. Пединститут Зальцбурга

Чтобы антенна работала, она должна быть активирована, для этого микроантенна натирается фосфором (можно от спичечной коробки) или суперфосфатом. Принцип перемещения полосы состоит в том, что антенны должны сами излучать. Но излучают многие вещества, поэтому все они могут быть микроантеннами. Проведен опыт с листьями папоротника, которыми обложили дом вокруг. При этом патогенная полоса сместилась на папоротник. Известно, что если спать на подстилке из папоротника, то после этого долго и сильно болит голова.

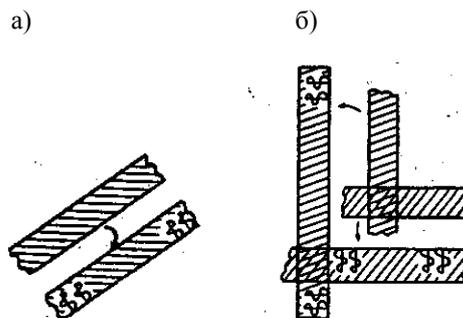


Рис. 5. Смещение биопатогенной полосы: а – одной полосы; б – двух взаимно-перпендикулярных полос

финансирует работы известного лозоходца Кэт Бахлер. Ее книга «Опыт лозоходца» переиздавалась 9 раз. В книге приведены результаты обследования условий проживания многих тысяч людей в разных странах, многим из которых Кэт Бахлер реально помогла, сняв их с биопатогенных полос.

Аналогичные работы ведутся в США, Германии, Японии, Бельгии и других странах. В США действует национальная ассоциация лозоискателей со штабом в штате Вермонт.

Специалисты считают, что сейчас наиболее актуален медицинский аспект данной проблемы. Совершенно очевид-

но, что биопатогенные полосы являются очень важным экологическим фактором, отрицательно влияющим на здоровье людей. Поэтому в первую очередь проводятся работы по устранению (смещению или нейтрализации) биопатогенных полос. Это надо делать как в жилых, так и в производственных помещениях. Для этого необходимо изменить отношение к этой проблеме тех, кто решает вопросы финансирования таких работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мизун, Ю. Г.** Биопатогенные зоны – угроза заболевания / Ю. Г. Мизун. – М. : Экология и здоровье, 1993. – 189 с.
2. Линии Хартмана [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://ru.Wikipedia.org/wiki>. – С. 3. – Дата доступа : 01.03.2010.
3. **Огнев, И.** Биопатогенные зоны [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://Oqnev.h1.ru/articles.php?art=maqic13.htm>. – С. 5. – Дата доступа : 26.01.2010.
4. **Мизун, Ю. В.** Тайны будущего. Прогнозы на XXI век / Ю. В. Мизун, Ю. Г. Мизун. – М. : Вече, 2000. – 592 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.03.2010

P. A. Kazyrytski
Actual problems of safety of earth
bio-pathogenic zones

The results of the research into the Earth bio-pathogenic zones are presented in the paper. The scientific literature was analysed. The existing hypotheses of the nature and locations of bio-pathogenic zones, methods and indicators of their finding, their influence upon human health, animals and plants are considered. The ways of the neutralization and displacement of bio-pathogenic zones are given.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 338

С. Л. Комарова, А. В. Лонский

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФИНАНСОВОГО СОСТОЯНИЯ ТОРГОВОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Предложена методика многокритериальной оценки финансового состояния предприятия. Проведение комплексной диагностики позволяет использовать интегральный показатель для оценки финансового состояния. Это дает возможность своевременно применять управленческие решения, выявлять и устранять недостатки в финансовой деятельности, находить резервы улучшения финансового состояния предприятия и его платежеспособности, отслеживать и прогнозировать оценку рыночной ниши, занятой торговым предприятием.

В долгосрочном аспекте рыночная эффективность связана с уровнем финансового состояния предприятия. Так, дополнительная прибыль, извлекаемая из конкурентных преимуществ, повышает собственные средства предприятия, его ликвидность, финансовую маневренность [1].

Сейчас в жестких условиях экономического выживания желательно применять логистические подходы в деятельности субъектов хозяйствования и использовать современные методики, позволяющие своевременно принимать управленческие решения для повышения эффективности работы предприятия [3].

В рыночной экономике, где целевой функцией хозяйствующего субъекта является максимизация прибыли, на первое место выходит финансовый блок показателей эффективности, в основе которых лежит прибыль. Для проведения оценки эффективности коммерческой деятельности торговой организации может использоваться система показателей, определяющих эффективность ее работы. Анализ показателей эффективности деятельности организации включает расчет и оценку комплексных и обобщающих показателей

эффективности деятельности.

При комплексной оценке финансового состояния необходимо увязать все значимые характеристики деятельности предприятия в одну систему. Рассмотрим применение комплексных методов на примере одного из предприятий Могилевской области, которое в дальнейшем будем называть «Торговое предприятие». Данное «Торговое предприятие» занимается оптовой и розничной торговлей в г. Могилеве и г. Шклове товарами отечественного производства и импортируемыми товарами. Также «Торговое предприятие» выполняет работы по комплектованию партий товаров по требуемым ассортиментам, осуществляет их доставку в собственные магазины для реализации населению и юридическим лицам.

Проведем адаптацию комплексного подхода оценки фактического финансового состояния «Торгового предприятия». Для оценки финансового состояния предприятия с помощью комплексного подхода необходимо использовать комплексный показатель, который рассчитывается по формуле

$$F = \sum_{i=1}^n v_i \cdot x_i, \quad (1)$$

где F – комплексный показатель при оценке финансового состояния предприятия; v_i – веса показателей при оценке финансового состояния предприятия; x_i – нормированные значения показателей при оценке финансового состояния предприятия; n – количество входящих в модель показателей при оценке финансового состояния предприятия.

Применение комплексного подхода к оценке финансового состояния предприятия предполагает разработку:

- финансовых показателей для оценки финансового состояния предприятия;
- матрицы парных сравнений;
- шкалы для нормирования показателей.

Применительно к «Торговому предприятию» финансовыми показателями для оценки его финансового со-

стояния являются следующие:

- коэффициент текущей ликвидности;
- коэффициент абсолютной ликвидности;
- коэффициент финансовой независимости;
- коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами;
- коэффициент обеспеченности финансовых обязательств активами;
- коэффициент оборачиваемости оборотного капитала;
- рентабельность продаж.

Проведем анализ финансового состояния предприятия за три последних года с целью выявления тенденций развития предприятия.

Исходные данные для проведения анализа приведены в табл. 1.

Табл. 1. Сведения о финансовых показателях предприятия

Показатель	Условное обозначение	2007 г.	2008 г.	2009 г.
Коэффициент текущей ликвидности	$K_{\text{тл}}$	1,15	1,24	1,27
Коэффициент абсолютной ликвидности	$K_{\text{ал}}$	0,21	0,22	0,26
Коэффициент финансовой независимости	$K_{\text{нез}}$	0,17	0,26	0,23
Коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами	$K_{\text{осос}}$	0,08	0,19	0,16
Коэффициент обеспеченности финансовых обязательств активами	$K_{\text{об.об}}$	0,87	0,81	0,79
Коэффициент оборачиваемости оборотного капитала	$K_{\text{об}}$	2,85	5,51	4,56
Рентабельность продаж, %	$R_{\text{пр}}$	2,60	5,18	2,65

Определяем значимость определенных показателей при оценке финансового состояния предприятия с помощью метода анализа иерархий Томаса Саати на основе приведенных выше показателей (табл. 2).

В роли экспертов для попарного сравнения названных показателей были использованы мнения работников бухгалтерии. Матрица парных сравнений для трех лет будет одинакова, т. к. при-

оритеты коэффициентов, по которым определяется финансовое состояние, также постоянны.

В табл. 2 показано, что наибольший вес имеют коэффициент текущей ликвидности и коэффициент обеспеченности собственным оборотным капиталом, т. к. вектор приоритета по данным показателям наибольший и равен соответственно 0,296 и 0,193.

Табл. 2. Матрица парных сравнений

	$K_{гп}$	$K_{ал}$	$K_{нез}$	$K_{ооос}$	$K_{об.об}$	$K_{об}$	$R_{пр}$	Собственный вектор	Вектор приоритета
$K_{гп}$	1	2	2	3	5	6	5	2,71	0,296
$K_{ал}$	1/2	1	2	1/2	3	5	3	1,56	0,171
$K_{нез}$	1/2	1/2	1	1/2	2	5	4	1,53	0,167
$K_{ооос}$	1/3	2	2	1	2	5	4	1,76	0,193
$K_{об.об}$	1/3	1/3	1/2	1/2	1	4	3	0,85	0,093
$K_{об}$	1/6	1/5	1/5	1/5	1/4	1	1/3	0,27	0,03
$R_{пр}$	1/5	1/3	1/4	1/4	1/3	3	1	0,46	0,05
Сумма	3,03	6,36	7,95	5,95	11,58	29	20,33	9,14	1,000

Наибольшее собственное значение матрицы X_{max} :

$$X_{max} = 3,03 \cdot 0,296 + 6,36 \cdot 0,171 + 7,95 \cdot 0,167 + 5,95 \cdot 0,193 + 11,58 \cdot 0,093 + 29 \cdot 0,03 + 20,33 \cdot 0,05 = 7,417.$$

Далее рассчитывается индекс согласованности (ИС) по формуле

$$ИС = (7,417 - 7) / (7 \cdot 1) = 0,0695.$$

Для матрицы 6-го порядка значение случайной согласованности должно быть равно 1,32. Отношение согласованности (ОС) – $ОС = 0,0695 / 1,32 = 0,0526$ или 5,26 %. Так как отношение согласованности равно 5,26 % и не превышает 10...20 %, то можно говорить о согласованности мнений экспертов.

Нормирование значений финансовых показателей для «Торгового предприятия» будет осуществляться следующим образом.

Задается функция принадлежности μ_{ij} . Значение этой функции характеризует степень соответствия i -го показателя j -му нормативу. Причем если функция равна 0, то значение i -го коэффициента неудовлетворительно, а если 1, то показатель полностью соответствует нормативу. То есть разрабатывается шкала от 0 до 1 и определяются ее узловые значения.

В нашем случае узловыми значениями являются: 0; 0,37; 0,63; 0,8; 1. Для каждого из коэффициентов из «Инструкции по анализу и контролю за финансовым состоянием и платежеспособностью субъектов предпринимательской деятельности» от 27.04.2007 г. возьмём нормативные значения. Укажем максимальные и минимальные значения для расчетных коэффициентов. Значения, соответствующие узловым значениям функции принадлежности, рассчитаем по долевному принципу и внесем в табл. 3. Это способствует использованию данной функции для оценки параметров различной размерности и порядка.

Необходимо отметить, что при определении нормативных значений некоторых показателей следует учитывать отраслевую принадлежность исследуемого предприятия. Так, в Республике Беларусь норматив коэффициента текущей ликвидности для торговых предприятий согласно «Инструкции по анализу и контролю за финансовым состоянием и платежеспособностью субъектов предпринимательской деятельности» от 27.04.2007 г. должен быть равен 1.

На основе полученных значений рассчитаем коэффициенты аппроксимирующих функций для каждого показателя.

Табл. 3. Опорные значения для функции принадлежности

Шкала	Узловые значения, соответствующие значениям функции принадлежности						
	$K_{гп}$	$K_{ап}$	$K_{нез}$	$K_{ооос}$	$K_{об.об}$	$K_{об}$	$R_{пр}$
0,00	0,4	0,02	0,35	0,02	0,85	2,5	0,05
0,20	0,52	0,08	0,42	0,04	0,74	3,10	0,09
0,37	0,62	0,12	0,48	0,05	0,65	3,61	0,12
0,63	0,78	0,20	0,57	0,07	0,50	4,39	0,18
0,80	0,88	0,24	0,63	0,08	0,41	4,90	0,21
1,00	1	0,3	0,7	0,1	0,3	5,5	0,25

Наилучший результат дает построение степенной функции 3-го порядка вида

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d. \quad (2)$$

С помощью встроенных в Excel

опций (Сервис/Поиск решения) подбираются значения коэффициентов a, b, c, d для данного показателя. Так, в результате расчетов получаем коэффициенты функции для каждого из рассматриваемых показателей (табл. 4).

Табл. 4. Значение коэффициентов аппроксимации

Параметры	$K_{гп}$	$K_{ап}$	$K_{нез}$	$K_{ооос}$	$K_{об.об}$	$K_{об}$	$R_{пр}$
a	0,00005	0,00045	0,00000	-0,00954	-0,00002	0,00000	0,00125
b	-0,00011	-0,00026	0,00000	0,00195	0,00004	0,00000	-0,00064
c	1,66674	3,57147	2,85714	12,49988	-1,81821	0,33333	5,00009
d	-0,66668	-0,07143	-1,00000	-0,25000	1,54546	-0,83333	-0,25000

Получаем следующие функции для расчета значений функции принадлежности по фактическим значениям коэффициентов.

Для коэффициента текущей ликвидности:

$$y = 0,00005x^3 - 0,00011x^2 + 1,66674x - 0,66668.$$

Для коэффициента абсолютной ликвидности:

$$y = 0,00045x^3 - 0,00026x^2 + 3,57147x - 0,07143.$$

Для коэффициента независимости:

$$y = 0,00000x^3 + 0,00000x^2 + 2,85714x - 1,0000.$$

Для коэффициента обеспеченности собственными оборотными средствами:

$$y = -0,00954x^3 + 0,00195x^2 + 12,49988x - 0,25000.$$

Для коэффициента обеспеченности обязательств активами:

$$y = -0,00002x^3 + 0,00004x^2 - 1,81821x + 1,54546.$$

Для коэффициента оборачиваемости:

$$y = 0,00000x^3 + 0,00000x^2 + 0,33333x - 0,83333.$$

Для показателя рентабельности:

$$y = 0,00125x^3 - 0,00064x^2 + 5,00009x - 0,25000.$$

Изобразим графически полученные зависимости на рис. 1.

После определения узловых значений показателей и их соответствия определенным значениям критериев опре-

деляются нормируемые значения для каждого из исследуемых финансовых показателей «Торгового предприятия» путём подстановки фактических значений в полученные функции (табл. 5). Если получаются значения больше 1, то подставляем 1, если меньше нуля – 0.

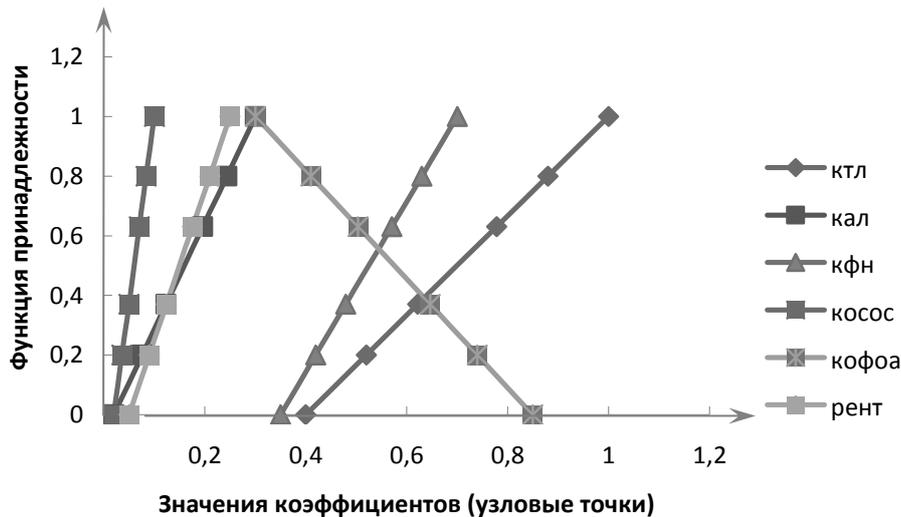


Рис. 1. Зависимость значений коэффициентов

Табл. 5. Нормированные значения показателей финансового состояния

Показатель	К _{тл}	К _{ал}	К _{нез}	К _{осос}	К _{об.об}	К _{об}	R _{пр}
2007	1,00	0,66	0,00	0,72	0,00	0,12	0,00
2008	1,00	0,71	0,00	1,00	0,00	1,00	0,01
2009	1,00	0,86	0,00	1,00	0,08	0,69	0,00

После определения всех компонентов комплексного подхода можно производить расчет комплексного показателя в соответствии со следующей формулой:

$$F = V_1 \cdot X_1 + V_2 \cdot X_2 + V_3 \cdot X_3 + V_4 \cdot X_4 + V_5 \cdot X_5 + V_6 \cdot X_6 + V_7 \cdot X_7, \quad (3)$$

где V_1 – вес параметра «коэффициент текущей ликвидности», $V_1 = 0,12$; X_1 – нормированное значение показателя «коэффициент текущей ликвидности»; V_2 – вес параметра «коэффициент абсо-

лютной ликвидности», $V_2 = 0,06$; X_2 – нормированное значение показателя «коэффициент абсолютной ликвидности»; V_3 – вес параметра «коэффициент финансовой независимости», $V_3 = 0,24$; X_3 – нормированное значение показателя «коэффициент финансовой независимости»; V_4 – вес параметра «коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами», $V_4 = 0,12$; X_4 – нормированное значение показателя «коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами»;

V_5 – вес параметра «коэффициент обеспеченности финансовых обязательств активами», $V_5 = 0,08$; X_5 – нормированное значение показателя «коэффициент обеспеченности финансовых обязательств активами»; V_6 – вес параметра «коэффициент оборачиваемости оборотного капитала» при оценке финансового состояния предприятия, $V_6 = 0,1$; X_6 – нормированное значение показателя «коэффициент оборачиваемости обо-

ротного капитала» 4; V_7 – вес параметра «рентабельность продаж», $V_7 = 0,22$; X_7 – нормированное значение показателя «рентабельность продаж».

Оценка финансового состояния «Торгового предприятия» будет производиться на основе табл. 6.

Согласно данным табл. 5, на основе формулы (3) рассчитывается комплексный показатель. Для удобства сведем расчеты в табл. 7.

Табл. 6. Оценка финансового состояния предприятия

Значение комплексного показателя F	Оценка финансового состояния
0...0,2	Очень плохое
0,21...0,4	Плохое
0,41...0,6	Нормальное
0,61...0,8	Хорошее
0,81...1	Очень хорошее

Табл. 7. Расчет комплексного показателя для 2007...2009 гг.

Год	Комплексный показатель оценки финансового состояния
2007	$F = 1 \cdot 0,16 + 0,66 \cdot 0,08 + 0 \cdot 0,24 + 0,72 \cdot 0,12 + 0 \cdot 0,08 + 0,12 \cdot 0,22 + 0 \cdot 0,1 = 0,32$
2008	$F = 1 \cdot 0,16 + 0,71 \cdot 0,08 + 0 \cdot 0,24 + 1 \cdot 0,12 + 0 \cdot 0,08 + 1 \cdot 0,22 + 0,01 \cdot 0,1 = 0,56$
2009	$F = 1 \cdot 0,16 + 0,86 \cdot 0,08 + 0 \cdot 0,24 + 1 \cdot 0,12 + 0 \cdot 0,08 + 0,69 \cdot 0,22 + 0 \cdot 0,1 = 0,51$

На основании того, что комплексный показатель свидетельствует об оценке финансового состояния и его оптимальное значение должно приближаться к единице, можно сделать следующие выводы.

Комплексный показатель за 2007 г. равен 0,32, и, следовательно, финансовое состояние «Торгового предприятия» имеет оценку «Плохое». В 2008 и 2009 гг. данный показатель составил соответственно 0,56 и 0,51. Необходимо отметить, что комплексный показатель принимает свое максимальное значение именно в 2008 г. В 2009 г. ситуация ухудшилась, и комплексный показатель снизился с 0,56 до 0,51, т. е. на 0,05. При этом величина исследуемого показателя все же не опустилась ниже значения 0,5.

Финансовое состояние «Торгового предприятия» в 2008 и 2009 гг. можно охарактеризовать как «нормальное».

Предприятие работало хорошо на протяжении последних двух лет и закончило 2009 г. с прибылью 101 млн р. ростом рентабельности и общего товарооборота. Однако из-за трудностей с оплатой товаров у различных районов-потребителей плановые значения поставок достигнуты не были. Одной из трудностей по своевременному удовлетворению потребностей потребителей стал износ собственного транспорта. Следствие этого – задержки в сроках поставки товаров, потери рынка сбыта, снижение надежности и доверия.

В условиях кризисных явлений стоит развивать такие новые способы

взаиморасчётов с потребителями, испытывающими трудности в оплате товаров при фактической поставке на склад потребителя, как отсрочка платежа, встречная торговля, кредит. Для сохранения и расширения доли рынка требуются некоторые уступки, если предпри-

ятие располагает достаточным количеством средств для обеспечения текущих расходов, связанных с организацией деятельности. В табл. 8 выявлены резервы по увеличению товарооборота за счёт полного исполнения договорных обязательств.

Табл. 8. Недопоставка товаров в 2009 г.

Наименование района	План	Факт	Процент выполнения плана
Быховский	227	173,9	76,6
Глусский	116,4	110,6	95,0
Дрибинский	71,8	68	94,7
Кричевский	102,5	75,2	73,4
Краснопольский	97	72,9	75,2
Кличевский	101,9	100,7	98,8
Осиповичский	103,6	102,9	99,3
Хотимский	108,9	104,5	96,0
Чериковский	103,3	79,4	76,9
Итого	1032,40	888,10	86,02

В 2009 г. предприятие по указанным причинам недопоставило товаров на сумму 144,3 млн р. ($1032,4 - 888,1 = 144,3$). По сравнению с общим товарооборотом упущенная выручка составила 4,617 % ($144,3 / 3125 \cdot 100$ %). Рассчитаем прогнозный объем реализа-

ции товаров предприятия на 2009 г., используя данные табл. 9, для этого будем использовать экономико-статистический метод, основанный на сглаживании данных о приросте реализации за ряд лет, предшествующих планируемому году.

Табл. 9. Исходные данные для сглаживания прироста объема реализации

Год	Объем реализации, млн р.	Темп роста реализации к предыдущему году T_i , %
2003	330	—
2004	500	151,5
2005	590	118
2006	713	120,8
2007	1230	172,5
2008	3125	254
2009	3818	122,2

Расчет коэффициентов в выравненном ряду:

$$K_1 = (T_1 + T_2 + T_3) / 3 = \\ = (151,5 + 118 + 120,8) / 3 = 130,1;$$

$$K_2 = (T_2 + T_3 + T_4) / 3 = \\ = (118 + 120,8 + 172,5) / 3 = 137,1;$$

$$K_3 = (T_3 + T_4 + T_5) / 3 = \\ = (120,8 + 172,5 + 254) / 3 = 182,4;$$

$$K_4 = (T_4 + T_5 + T_6) / 3 = \\ = (172,5 + 254 + 122,2) / 3 = 182,9.$$

Расчет скользящей средней:

$$\Delta = (K_n - K_1) / (n - 1) = \\ = (182,9 - 130,1) / 3 = 17,6;$$

Расчет значения прироста объема реализации:

$$T_{2010} = T_6 + 2 \cdot \Delta = 122, + 17,6 = 139,6 \%$$

Темп изменения объема реализации в отчетном году:

$$РП_{2009} = T_{2010} \cdot РП_{2009} / 100 \% = \\ = 139,6 \cdot 3818 / 100 = 5330 \text{ млн р.}$$

По методу большего влияния свежих данных прогнозное значение на 2009 г. (используем четыре последних значения) будет равно:

$$РП_{2010} = 1/2 \cdot 3818 + 1/4 \cdot 3125 + \\ + 3/16 \cdot 1230 + 1/16 \cdot 713 = 2965,4.$$

Для недопущения чрезмерного влияния негативных особенностей каждого из методов в качестве прогноза будем использовать среднее значение между двумя полученными значениями:

$$РП_{\text{план}} = (5330 + 2965) / 2 = 4248 \text{ млн р.}$$

Дополнительный товарооборот в планируемом году при проведении указанных мероприятий может составить:

$$T / O = 4248 - 3818 = 430 \text{ млн р.}$$

При сложившейся норме рентабельности продаж дополнительно получаемая чистая прибыль составит:

$$ЧП = 209,3 \cdot 2,65 \% / 100 \% = 11,4 \text{ млн р.}$$

Данное значение достигается при налаживании взаиморасчетов с потребителями на основе рассрочки и задержки оплаты, а также при проведении текущего ремонта автотранспорта на сумму 4,3 млн р. Дополнительно получаемая прибыль составит 7,1 млн р., при этом рост товарооборота также значителен. Специалистам коммерческого аппарата предприятия следует постоянно осуществлять выезды на предприятия, фирмы для проведения личных отборок по книгопечатной продукции, согласования ассортимента товаров, решения вопросов по возврату и замене ассортимента, способствующих увеличению объемов продаж.

Данная прибыль может быть израсходована на инвестиционные проекты, модернизацию оборудования и техники предприятия, маркетинговые исследования, завоевание доли рынка. Рассмотрим влияние на платежеспособность и финансовую устойчивость предприятия использования данных средств при погашении кредиторской задолженности. Расчеты сведем в табл. 10.

Табл. 10. Влияние дополнительной прибыли на показатели

Показатель	Значение коэффициента		Эффект
	До	После	
Коэффициент текущей ликвидности	1,27	1,27	–
Коэффициент абсолютной ликвидности	0,26	0,27	+0,01
Коэффициент финансовой независимости	0,23	0,24	+0,01
Коэффициент обеспеченности собственными оборотными средствами	0,16	0,17	+0,01
Коэффициент обеспеченности финансовых обязательств активами	0,81	0,81	–
Коэффициент оборачиваемости оборотного капитала	4,56	4,56	–
Рентабельность продаж	2,65	2,65	–

Из табл. 10 видно, что такое распоряжение дополнительно полученной прибылью положительно повлияет на коэффициенты платежеспособности. Нужно заметить, что коэффициенты не

достигнут нормативного уровня, но приблизятся к нему.

Новые нормированные значения показателей представлены в табл. 11.

Табл. 11. Прогнозные значения коэффициентов

Показатель	$K_{пл}$	$K_{ал}$	$K_{нез}$	$K_{осос}$	$K_{об.об}$	$K_{об}$	$R_{пр}$
2010 (план-прогноз)	1,00	0,90	0,00	1,00	0,08	0,69	0,00

Пересчитаем комплексный показатель:

$$F = 1 \cdot 0,16 + 0,90 \cdot 0,08 + 0 \cdot 0,24 + 1 \cdot 0,12 + 0,08 \cdot 0,08 + 0,69 \cdot 0,22 + 0 \cdot 0,1 = 0,52.$$

Прирост показателя составит 0,01, что не переводит предприятие на более высокий уровень оценки финансового состояния, но создает положительную динамику.

Заключение

Для оценки финансового состояния предприятия используется большое количество показателей. При этом значения одних показателей могут находиться на теоретически достаточном уровне, значения других – на минимально удовлетворительном уровне, а значения третьих – на неудовлетворительном уровне. В таких условиях довольно сложно адекватно оценить финансовое положение хозяйствующего субъекта в целом. А потому для оценки финансового состояния целесообразным представляется использовать интегральный показатель.

Интегральный показатель финансового состояния предприятия предлагается определять путем суммирования произведений нормирующих коэффициентов и весов этих показателей. Нормирующие коэффициенты определяются путем отношения их фактической величины к плановой или, наоборот, в за-

висимости от стремления показателя к максимизации либо минимизации его значения, т. е. с учетом перехода к безразмерной шкале от 0 до 1. Чем ближе интегральный показатель к единице, тем мощнее задействован потенциал предприятия, стабильнее финансовое состояние его работы и эффективность управления в целом.

В торговле значение коэффициентов может вовсе быть далёким от нормативов, т. е. предприятие может не иметь собственных средств, но будет достаточно успешным. Финансовое состояние предприятия зависит от результатов его производственной, коммерческой и финансовой деятельности. Проведение комплексной диагностики позволит своевременно выявлять и устранять недостатки в финансовой деятельности, а также находить резервы улучшения финансового состояния предприятия и его платежеспособности. В условиях кризисных явлений стоит развивать новые способы взаиморасчетов с потребителями, испытывающими трудности в оплате товаров при фактической поставке на склад потребителя: отсрочка платежа, встречная торговля, кредит.

Автоматизация расчетов данного коэффициента в среде Excel позволит специалистам оперативно получать информацию об изменении финансового положения организации и принимать соответствующие решения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бабук, И. М.** Инвестиции: финансирование и оценка экономической эффективности / И. М. Бабук. – Минск : Вуз-Юнити, 1996. – 161 с.
2. **Бичик, С. В.** Основы экономической теории / С. В. Бичик. – Минск : Университетское, 2001. – 231 с.
3. **Гриневич, М. Н.** Многокритериальная оценка конкурентоспособности предприятия /

М. Н. Гриневич, Н. В. Зеленковская // Проблемы экономики и организации производственных и социальных систем : материалы междунар. науч.-практ. конф. – Минск : Университетское, 2001. – С. 15.

4. **Гриневич, М. Н.** Производственная стоимость и конкурентоспособность предприятия : монография / М. Н. Гриневич, В. А. Устинович, Н. В. Зеленковская. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – 208 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.04.2010

S. L. Komarova, A. V. Lonsky
Multicriterion assessment
of the business financial state

The methodology of the multi-criterion assessment of the financial state of a business is given in the paper. Complex diagnostics allows using the integral index for evaluating the financial state. It enables the business to take managerial solutions in proper time, to reveal and eliminate shortcomings in the financial activity, to find reserves of improving the financial state of the business and its solvency, to track and predict the evaluation of the market niche occupied by the business.

Редакционная коллегия

Главный редактор	д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, проф. А. А. Жолобов
Ответственный секретарь	В. И. Кошелева

Члены редколлегии:

Д-р экон. наук, проф. Н. И. Базылев, д-р экон. наук, проф. С. И. Барановский, д-р техн. наук, проф. Э. И. Батяновский, д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов, д-р физ.-мат. наук, проф. В. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф. С. В. Босаков, д-р физ.-мат. наук, проф. С. В. Гапоненко, д-р техн. наук, проф. П. Н. Громыко, д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков, д-р биол. наук, доц. А. М. Карабанов, д-р техн. наук, проф. В. А. Ким, д-р техн. наук, проф. А. П. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф. А. М. Лазаренков, д-р техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф. В. И. Луковников, д-р техн. наук, проф. В. А. Новиков, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Редько, д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич, д-р техн. наук, доц. С. Д. Семенюк, д-р физ.-мат. наук, проф. А. Б. Сотский, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф. Б. И. Фираго, д-р физ.-мат. наук, доц. А. В. Хомченко

Подписано в печать 07.09.2010. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 21.39. Уч.-изд. л. 20.0. Тираж 100 экз. Заказ № 612.

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», 2010