

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

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

Периодичность – 4 раза в год

2(23) 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

БЕРЕСТОВ Е. И., ЛЕСКОВЕЦ И. В. Методика расчета геометрических параметров призмы волочения на отвале бульдозера.....	6
ВЫСОЦКИЙ М. С., ДУБОВИК Д. А., БЕЛОУС М. М., МЫЛЬНИКОВ Е. В. Способ управления дифференциалами привода ведущих мостов многоприводных колесных машин	13
ГУСЬКОВ А. В. Сравнение тягово-сцепных свойств колесных тракторов класса 5.0 со всеми ведущими колесами, выполненных по схеме 4К4 и 6К6	24

МАКСИМЕНКО А. Н. , МАКАЦАРИЯ Д. Ю. , КУТУЗОВ В. В. , КУТУЗОВА Е. В. , ЗЕЗЮЛИНА Е. В. Влияние наработки с начала эксплуатации строи- тельных и дорожных машин на показатели эффек- тивности их использования	36
РЫНКЕВИЧ С. А. Новые методы диагностиро- вания гидромеханических передач	44
САЗОНОВ И. С., МЕЛЬНИКОВ А. С., КИМ В. А. Определение параметров нажимного устройства дискового тормоза с механическим приводом	53
ТАРАСИК В. П., МРОЧЕК Т. В. Исследование функциональных свойств рулевого управления троллейбуса.....	59

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

ГРОМЫКО П. Н., ПУСКОВ О. М., ДОКОНОВ Л. Г. Разработка методики компьютерных исследова- ний планетарной прецессионной передачи фрик- ционного типа	70
ЗАБЕЛИН Д. А. Влияние погрешностей изготов- ления и сборки зубчатых передач на их кине- матическую точность.....	78
КАПИТОНОВ А. В. Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных ро- ликовых передач	88
ЛОВШЕНКО Г. Ф., ФЕДОСЕНКО А. С., СТАРОВОЙТОВ А. М. Сравнительные иссле- дования скорости нарастания плазменных покры- тий при напылении в режимах с обычной и пуль- сирующей подачей плохотекучего композицион- ного керамического порошка	98
ЛУСТЕНКОВ М. Е., ПРУДНИКОВ А. П. Опре- деление потерь мощности в нагруженном контакте «тело качения – поверхность».....	107
ПАШКЕВИЧ В. М. Метод ассоциативной оцен- ки норм точности механических передач в сборе	115
РОДИОНОВА С. И., ДАНЬКОВ А. М. Оценка долговечности передач с составными полисектор- ными зубчатыми колесами внешнего и внутреннего зацеплений	121

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С., КАПЛУН Д. С. Выбор элементов управления насосными агрегатами в системах горячего водоснабжения	131
ЛЕНЕВСКИЙ Г. С., МОИСЕЕВ А. Е., ЖЛОБА А. В. Математическое моделирование процессов нагрева в термостатических установках.....	140
ПАРФЕНОВИЧ О. Н., ТРЕТЬЯКОВ А. С. Элементы теории тепловых процессов электродви- гателя по конструктивной схеме ДАС с двухротор- ной электромеханикой	148

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

СЕМЕНЮК С. Д., ШАХОВСКАЯ Г. С. Прочность нормальных сечений многопустотных железобетонных плит, усиленных созданием не- разрезности	158
СУХОДОЕВА Н. В., БАБИЦКИЙ В. В. Методика проектирования состава бетона.....	167

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

АСАЕНОК И. С., КУЧЕНЕВА Е. Е. Совершенст- вование системы управления безопасностью труда на химически опасных объектах	177
ГАЛЮЖИН С. Д., ЛОБИКОВА О. М. Биосфера и космос	187

- 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

BERESTOV E. I., LESKOVETS I. V. Design procedure of geometrical parameters of the prism of drawing on the working equipment of the bulldozer.....	6
VYSOTSKY M. S., DUBOVIK D. A., BELOUS M. M., MYLNIKOV E. V. Control mode of differential gear of driving axles of multidriving wheeled cars	13
GUSKOV A. V. Comparison of roadhold characteristics of 5.0 class wheeled tractors with all drive wheels on 4K4 and 6K6 connection candidate of engineering sciences.....	24
MAKSIMENKO A. N., MAKAZARIJA D. Y., KUTUZOV V. V., KUTUZOVA E. V., ZEZHULINA E. V. Influence of the operating time from the beginning of operation of building and road machines on parameters of efficiency of their use.....	36
RYNKEVICH S. A. New methods of diagnosis of hydromechanical transmissions	44
SAZONOV I. S., MEL'NIKOV A. S., KIM V. A. Determination of the parameters of the pressure device of the disk brake with a mechanical drive	53
TARASIK V. P., MROCHEK T. V. Research of functional properties of the trolleybus' steering control.....	59

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

GROMYKO P. N., PUSKOV O. M., DOKONOV L. G. Creation of the methods for computer research of friction-type planetary precession transmission	70
ZABELIN D. A. Influence of manufacturing errors and assembly of gear transmission on their kinematic accuracy.....	78
KAPITONOV A. V. Estimation methods and analysis of kinematical errors of planetary rolling screw motion drives.....	88
LOVSHENKO G. F., FEDOSENKO A. S., STAROVOITOV A. M. Comparative research of plasma coating rate of rise at sputtering in modes with usual and pulsating feed of poorly fluid composite ceramic powder.....	98

LUSTENKOV M. E., PRUDNIKOV A. P. The estimation of capacity losses in the loaded contact «rolling element – surface»	107
---	-----

PASHKEVICH V. M. Method of the associative estimation of the accuracy of the assembled mechanical transmission.....	115
--	-----

RODIONOVA S. I., DANKOV A. M. Evaluation of the durability of composite polysector gears with internal and external gearing	121
--	-----

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S., KAPLUN D. S. Choice of control elements of pump units in hot water supply systems.....	131
---	-----

LENEVSKY H. S., MOISEEV A. E., ZHLOBA A. V. Mathematical simulation of heating processes in thermostatic installations.....	140
--	-----

PARFENOVICH O. N., TRETIACOV A. S. Elements of the thermal processes theory of the electric motor under constructive scheme DAS with a two – rotor electromechanics	148
--	-----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

SEMENYUK S. D., SHAKHOVSKAYA G. S. Durability of normal sections of hollow ferro-concrete plates strengthened by creation of fixity	158
--	-----

SUKHADOEVA N. V., BABITSKI V. V. Technique of concrete structure designing	167
---	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

ASAENOK I. S., KUCHENEVA E. E. Improvement of control system of labour safety on chemically dangerous objects	177
--	-----

HALIUZHYN S. D., LOBIKOVA O. M. Biosphere and space	187
--	-----

ТРАНСПОРТ

УДК 621.87:658.512.011.56

Е. И. Берестов, д-р техн. наук, И. В. Лесковец, канд. техн. наук

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИЗМЫ ВОЛОЧЕНИЯ НА ОТВАЛЕ БУЛЬДОЗЕРА

В статье приведено обоснование необходимости разработки специализированных методов для решения задач, связанных с проектированием рабочего оборудования бульдозера с помощью ЭВМ. В разработанных методах используется имитационная модель рабочего оборудования бульдозера. Изложены новые результаты теоретических исследований в этой области. Приведен способ создания виртуальной модели рабочего оборудования бульдозера и алгоритм, позволяющий создать как виртуальную, так и графическую модели. Разработан аналитический метод построения прямолинейной и криволинейной частей отвала. Изложены методы расчетов элементов призмы волочения на различных стадиях копания. Полученные результаты в совокупности с другими исследованиями позволяют при проектировании машины проводить анализ нагрузок на рабочее оборудование с целью использования полученных результатов в проведении прочностных расчетов современными методами.

Введение

Современные требования к способам проектирования машин обуславливают необходимость разработки методик, описывающих процессы, происходящие при работе уникального оборудования, например, при резании и копании грунта рабочими органами различных типов. Эти процессы настолько специфичны и сложны, что до настоящего времени при проектировании машин конструкторы не могли их учесть. Несмотря на то, что глобальные подходы к решению разнообразных технических задач разработаны еще в 60–70-е гг. прошлого века, их практическая реализация не всегда применяется при решении конкретных задач. Так, в настоящее время проектирование рабочего оборудования бульдозера ведется в соответствии с теоретическими положениями, предложенными более 30 лет назад [1]. Однако в настоящее время разработаны методики [2], обеспечивающие проектирование рабочего оборудования землеройных машин с учетом влияния большого количества факторов, описывающих состояние рабочей среды, учитывающих влияние формы и взаимного

расположения рабочего оборудования и элементов землеройной машины. По мнению авторов, одной из причин сложившейся ситуации является высокая сложность задач, которые, кроме того, плохо поддаются формализации, следствием чего является отсутствие специализированных программных продуктов, использующих современные теоретические подходы. Сложность реализации новых теоретических подходов [2] заключается в том, что, как правило, необходимо рассматривать комплекс явлений и процессов с учетом возможности возникновения частных случаев решений, поиск которых возможен при большом объеме дополнительных исследовательских работ.

Тем не менее разработка алгоритмов и программных продуктов, обеспечивающих реализацию современных методов расчета, позволяющих проводить анализ воздействующих силовых факторов, дает проектировщику возможность применять в решении поставленных задач современное программное обеспечение, использующее методы конечных элементов и позволяющее полу-

чать оптимизированные решения.

Речь идет о проектировании рабочего оборудования бульдозера с использованием современных методов расчета, позволяющих спроектировать металлоконструкцию с учетом силовых факторов и амплитудно-частотных характеристик их воздействия на отвал и нож рабочего оборудования.

Методика построения отвала аналитическим методом

В первую очередь авторами предлагается способ построения геометрических элементов отвала аналитическим методом, в отличие от графического [1]. Схема рабочего оборудования с необходимыми для расчета параметрами представлена на рис. 1, где ε – угол установки отвала; $X_{кр}$ – расстояние от кромки ножа до точки крепления отвала на тяговой раме по оси абсцисс; $Y_{кр}$ – расстояние от кромки ножа до точки крепления отвала на тяговой раме по оси ор-

динат; γ – угол резания; α – длина прямолинейной части отвала; H – высота отвала без учета козырька; R – радиус кривизны отвала; F – точка, координаты которой задают положение центра кривизны отвала в декартовой системе координат; β_k – угол установки козырька отвала; H_k – высота козырька отвала; β – угол опрокидывания козырька отвала. Для гидроцилиндра подъема-опускания отвала: диаметр поршневой полости, диаметр штоковой полости, минимальная и максимальная длины гидроцилиндра по осям крепления к раме трактора и раме рабочего оборудования. Для толкающих брусьев длина рамы от точки крепления отвала до точки крепления на раме трактора задается размерами X_a и Y_a . Расположение точки крепления гидроцилиндра к раме трактора задается величинами $X_{гц}$ и $Y_{гц}$.

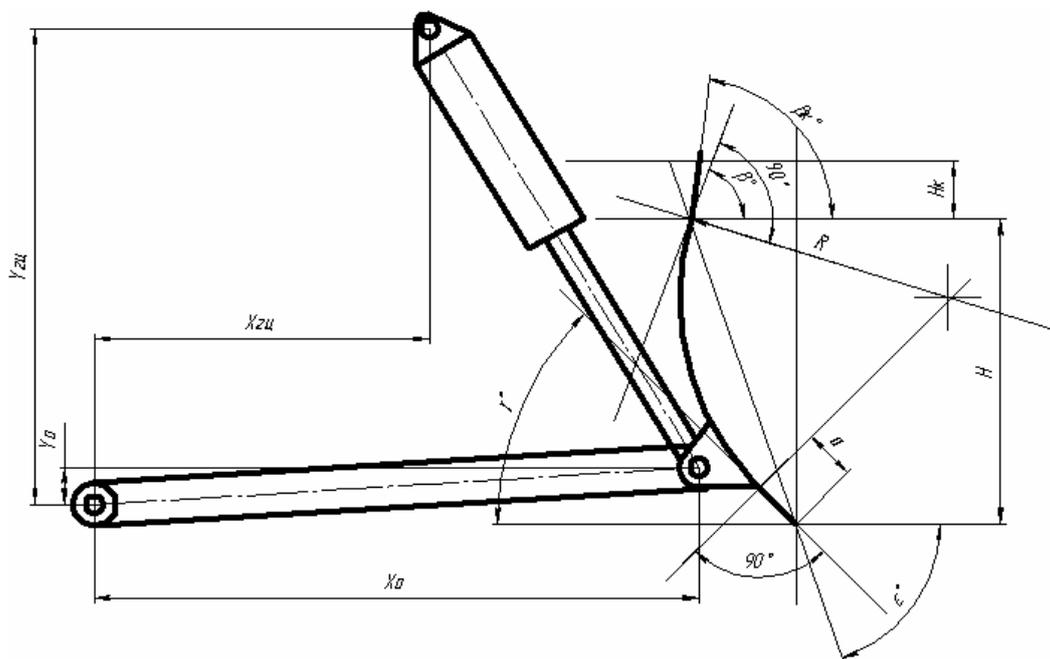


Рис. 1. Рабочее оборудование бульдозера

Предлагается алгоритм, который обеспечивает создание рабочего оборудования бульдозера в виде виртуальной модели, содержащей численные значения характер-

ных элементов, что позволяет в любой момент времени определить координаты любого элемента системы на плоскости. Структура модели реализована с исполь-

зованием технологии объектно-ориентированного программирования.

Другим отличием является предоставление пользователю программного продукта возможности задать величину радиуса кривизны отвала, что позволит сделать методы расчета более универсальными, пригодными для исследования взаимодействия отвала с легкой сыпучей средой. Учитывая, что требуется проведение расчетов, опирающихся на методы, изложенные в [2], необходимо заранее предусмотреть согласование двух различных методик.

Методика построения призмы волочения

В соответствии с методами, предлагаемыми в [2], сформировавшаяся призма волочения на отвале бульдозера имеет горизонтальный участок OM , лежащий на поверхности основания, наклонный участок MDZ , формирующийся под воздействием силы тяжести и определяющийся величиной угла естественного откоса. Часть призмы волочения $DOBZ$ представляет собой подвижный поток, перемещающийся вверх по отвалу, часть MOD представляет собой условно неподвижную призму, которая перемещается вместе с отвалом и

с его скоростью. Участок BO является площадкой большого сдвига и располагается под углом φ к горизонту; данный угол является углом большого сдвига.

Для определения параметров призмы волочения в плоской модели подвижный поток разбивается на элементы радиусами, выходящими из точки F , и окружностями с радиусами R и $R - H_i$, где H_i – толщина потока $OBZD$. Таким элементом является четырехугольник $Z_{i-1}, Z_i, D_i, D_{i-1}$ (рис. 2). Толщина элемента определяется толщиной стружки и углом большого сдвига. Линия Z_0, D_0 определяет начало разбиения подвижного потока на участки. Величина каждого участка задается пользователем, что определяет размер сегментов, отделяемых друг от друга радиусами R . Считаем, что призма волочения формируется без учета больших и малых сдвигов по мере продвижения отвала и ее объем зависит от площади, которая определяется на каждом шаге расчета как $A = \Delta l \cdot h$ (Δl – расстояние перемещения при текущем шаге расчета; h – высота стружки).

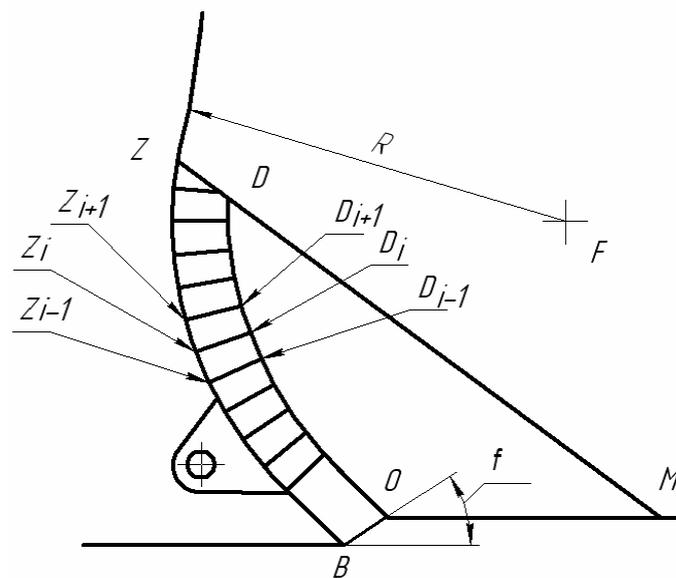


Рис. 2. Параметры призмы волочения бульдозера

Перед началом расчета геометрических параметров призмы волочения необходимо создать виртуальную модель отвала, а для удобства использования модели – графическое представление рабочего оборудования на экране компьютера. Используем следующую методику. Поручив пользователю наряду с остальными параметрами задать координаты X_{KP}, Y_{KP} , определяем расстояние от заданных координат до края ножа: $l_{KP} = \sqrt{X_{KP}^2 + Y_{KP}^2}$. Ведем построение в относительных координатах. Центром построения считаем для отвала точку с координатами X_{KP}, Y_{KP} и в начале графического построения устанавливаем курсор в эту точку. Отвал может иметь разный угол наклона в зависимости от расположения рабочего оборудования и машины в целом. В дальнейшем такой метод обеспечит преемственность метода построения отвала в комплекте с рабочим оборудованием. Для этого потребуется найти точку с координатами X_{KP}, Y_{KP} , которая соответствует точке крепления отвала на рабочем оборудовании. Определив расстояние l_{KP} , вычисляем угол между точками с координатами X_{KP}, Y_{KP} и точкой начала ножа $\varphi_H = \arctan\left(\frac{X_{KP}}{Y_{KP}}\right)$. Затем прибавляем к этому углу значение угла наклона рабочего оборудования φ_{PO} . Перемещаем курсор в точку с координатами

$$\begin{cases} X_H = X_{KP} + l_{KP} \cos(\varphi_H); \\ Y_H = Y_{KP} - l_{KP} \sin(\varphi_H). \end{cases}$$

Затем строим линию в точку с координатами

$$\begin{cases} Z_X^0 = X_H - a \cdot \cos(\gamma + \varphi_{PO}); \\ Z_Y^0 = Y_H + a \cdot \sin(\gamma + \varphi_{PO}). \end{cases}$$

От точки с этими координатами начинается построение криволинейной части отвала. Приняв, что угол разбивки криволинейной части отвала составляет один

градус, определяем длину хорды между точками на дуге: $l_X = 2\pi R / 360$. Вычисляем угол наклона первой хорды: $\varphi_X^0 = \gamma + \varphi_{PO}$. Определяем координаты следующей точки:

$$\begin{cases} Z_X^i = Z_X^{i-1} + l_X \cos(\varphi_X^0); \\ Z_Y^i = Z_Y^{i-1} + l_X \sin(\varphi_X^0). \end{cases}$$

Строим отрезок в точку с найденными координатами. Вычисляем значение угла наклона следующей хорды для следующей дуги: $\varphi_X^i = \varphi_X^{i-1} + 1$. Построение ведем в цикле дугами, начало и конец которых характеризуют будущее расположение сегментов подвижного потока. Продолжаем цикл до тех пор, пока не выполнится условие $Z_Y^i > H \cdot \cos(\varepsilon)$. Затем строим отрезок, изображающий козырек, т. е. из текущей точки проводим отрезок в точку с координатами

$$\begin{cases} K_X = Z_X^i + H_K \cos(\varphi_{PO} + \beta_K); \\ K_Y = Z_Y^i + H_K \sin(\varphi_{PO} + \beta_K). \end{cases}$$

На этом построение отвала заканчиваем. Построение линий, изображающих крепление отвала к толкающим брускам бульдозера, опускаем, т. к. способ крепления не оказывает влияния на результаты расчетов.

При построении изображения призмы волочения может возникнуть несколько разных вариантов. Расположение элементов призмы зависит от её высоты, толщины стружки, угла наклона площадки большого сдвига, параметров грунта, параметров отвала. Будем рассматривать последовательность возникновения различных вариантов в зависимости от высоты призмы волочения.

В начале набора грунта возникает вариант, когда высота призмы меньше высоты расположения точки С (см. рис. 1). В этом случае требуется вычисление координат точек Z, M, D. Производим их вычисление следующим образом:

$$\begin{cases} Z_X^0 = X_C = Y_C - H_{PP} \sin(\gamma + \varphi_{PO}); \\ Z_Y^0 = H_{PP}, \end{cases} \quad (1)$$

где H_{PP} – высота призмы волочения; X_C – координата точки С по оси абсцисс; Y_C – координата точки С по оси ординат.

$$\begin{cases} M_X = Z_X^0 + ((Z_Y^0 - H_{PP}) \cot \alpha(\epsilon)); \\ M_Y = H_{PP}, \end{cases}$$

где H_{PP} – высота грунта.

$$\begin{cases} D_X^0 = Z_X^0 + \sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2} \times \\ \times \sin \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^0}{\sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2}} \right) \right); \\ D_Y^0 = Z_Y^0 + \sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2} \times \\ \times \cos \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^0}{\sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2}} \right) \right). \end{cases}$$

Координаты точки О определяются по методике, изложенной в [2]. Далее строим многоугольник BODZ для точек D и Z с нулевыми индексами. В данном случае, как правило, $M_X < O_X$, поэтому вся призма представляет собой подвижный поток, поднимающийся вверх по отвалу, и количество участков разбиения потока равно 1.

В том случае, если высота призмы волочения больше ординаты точки С, определяем координаты точек M, Z и D по следующей методике.

На каждом шаге расчета, учитывая, что модель рабочего оборудования плоская, определяем новый объем призмы волочения как

$$V_{PP}^i = V_{PP}^{i-1} + F_{CT} B_{OTB},$$

где V_{PP}^i – текущее значение объема призмы волочения; V_{PP}^{i-1} – значение призмы волочения на предыдущем шаге расчета; B_{OTB} – ширина отвала; F_{CT} – площадь срезаемой стружки, $F_{CT} = h_{CT} \Delta l$ (h_{CT} – высота стружки; Δl – шаг перемещения отвала

на каждом шаге расчета).

Зная новый объем призмы волочения, вычисляем ее высоту. Определяя размеры сегментов, для первого участка считаем, что

$$\begin{cases} Z_X^1 = X_C; \\ Z_Y^1 = Y_C. \end{cases}$$

Затем определим координаты точки M в соответствии с уравнениями (1). Новые значения координат точки Z^i вычисляются как

$$\begin{cases} Z_Y^i = F_Y + R \times \\ \times \sin \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right); \\ Z_X^i = F_X - R \times \\ \times \cos \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right). \end{cases}$$

Значения координат точки D_i определяются по зависимостям:

$$\begin{cases} D_Y^i = F_Y + (R - H_i) \times \\ \times \sin \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right); \\ D_X^i = F_X - (R - H_i) \times \\ \times \cos \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right). \end{cases}$$

С ростом высоты призмы волочения определяем геометрические координаты каждого выделенного сегмента. Наступает момент, когда высота призмы превышает высоту криволинейной части отвала. В этом случае прекращаем разбивку подвижного потока на сегменты и считаем верхний сегмент единым, т. к. его размеры ограничиваются предыдущим сегментом, линией козырька отвала и кривой ZM. Следует отметить, что чем больше угол внутреннего трения, тем меньше влияние верхнего уча-

стка на процессы, происходящие в призме волочения.

Для определения координат точек, характерных для верхнего участка, будем считать точку К точкой перехода криволинейной части отвала в козырек. Тогда координаты точек Z и D определяются по следующим зависимостям:

– для точки Z

$$\begin{cases} Z_X^i = K_X + (H_{\text{пр}} - K_Y) \cot \alpha(\beta_K); \\ Z_Y^i = H_{\text{пр}}. \end{cases}$$

Новая координата точки М

$$M_X = Z_X^i + (Z_Y^i - H_{\text{пр}}) \cot \alpha(\epsilon);$$

– для точки D

$$\begin{cases} D_X^i = Z_X^i + H_i \times \\ \times \cos \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^i}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2}} \right) \right); \\ D_Y^i = M_Y + \left(\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2} - H_i \right) \times \\ \times \sin \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^i}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2}} \right) \right). \end{cases}$$

В дальнейшем расчете из-за постоянно меняющейся толщины потока H_i вследствие изменения угла наклона площадки большого сдвига координаты точек D^i верхних участков находятся одновременно на радиусе $R - H_i$ на отрезке DM. Таким образом, координаты точек D^i , находящихся на верхних участках, необходимо постоянно корректировать. Корректировку предлагается производить, сравнивая угол внутреннего трения и угол φ_D , определяемый взаимным расположением точки D^i и точки М:

$$\varphi_D = \arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - D_X^i)^2 + (D_Y^i - M_Y)^2}} \right).$$

В том случае, когда угол φ_D больше угла внутреннего трения, необходимо произвести корректировку расположения текущей точки D по зависимостям:

$$al = \sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2};$$

$$bl = \sqrt{(F_X - M_X)^2 + (F_Y - M_Y)^2};$$

$$cl = \sqrt{(F_X - Z_X^i)^2 + (F_Y - Z_Y^i)^2};$$

$$pl = \frac{al + bl + cl}{2};$$

$$H_C = \frac{2}{cl \sqrt{pl(pl - al)(pl - bl)(pl - cl)}};$$

$$D_X^i = M_X + H_C \times$$

$$\times \cos \left(\arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2}} \right) \right);$$

$$D_Y^i = M_Y + H_C \times$$

$$\times \sin \left(\arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2}} \right) \right).$$

Приведенная выше методика предназначена для осуществления на ЭВМ, т. к. в процессе расчета требуется применение специальных алгоритмов для реализации циклических вычислений, а также поиска значений методом последовательных приближений с переменным шагом и изменением направления движения.

В виртуальной модели рабочего оборудования бульдозера и призмы волочения рабочее оборудование бульдозера представлено как набор библиотек, отдельных элементов ОТВАЛ, РАМА, ГИДРОЦИЛИНДР, ГРУНТ. Программное обеспечение, разработанное на основе предлагаемых методов, позволяет пользователю оперативно изменять параметры рабочего оборудования и анализировать полученные результаты, представляемые в виде текстовой либо графической информации.

Адекватность результатов расчетов проверена при помощи апробированной программы, позволяющей определять угол большого сдвига при копании грунта

отвальным рабочим органом [2]. Проверка показала хорошую сходимость. Основным отличием предлагаемой методики является использование визуального изображения моделируемых объектов на экране компьютера, что существенно облегчает работу конструктора при создании новых видов рабочего оборудования. Процесс расчета автоматизирован таким образом, что имитирует работу копания рабочим оборудованием бульдозера с выполнением операций заглабления и выглабления отвала по желанию пользователя. Специальный графический модуль программного обеспечения предлагает пользователю возможность визуального анализа информации о процессе копания с использованием элементов масштабирования. Информация о величинах усилий на отвале может представляться в текстовом и графическом виде, что позволяет оценивать динамику усилий в процессе копания. Предлагаемое программное обеспечение может быть встроено в программные продукты, позволяющие определять основные параметры гусеничной машины и, таким образом, может использоваться для определения основных параметров гусеничных машин, являющихся базой для бульдозеров [3]. Такой подход позволит на стадии проектирования выявить наиболее грубые ошибки при принятии компоновочных решений.

Выводы

Предлагаемая методика и созданный на ее основании программный продукт мо-

гут быть использованы при проектировании рабочего оборудования бульдозера с целью предварительного выбора его основных параметров. Значения усилий на рабочем оборудовании, определяемые на стадии проектирования, дают информацию для проведения оптимизационных работ с целью выбора наилучших параметров рабочего оборудования и машины в целом в зависимости от ее назначения.

Значения усилий, полученные в результате предварительных расчетов, на стадии проектирования машины могут быть использованы при проведении расчетов методом конечных элементов с целью определения наиболее нагруженных пространственных элементов конструкций. Результаты данных расчетов могут привести к снижению металлоемкости проектируемых и модернизированных машин, а также к повышению надежности и долговечности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник конструктора дорожных машин / И. П. Бородачев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Берестов, Е. И. Научные основы моделирования системы «Грунт – рабочее оборудование землеройных машин» в режиме послышной разработки : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Могилев : 1998. – 32 с.
3. Лесковец, И. В. Математическая модель гусеничного движителя СДМ / И. В. Лесковец // Вестн. МГТУ. – 2003. – № 2. – С. 83–87.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.10.2008

E. I. Berestov, I. V. Leskovets Design procedure of geometrical parameters of the prism of drawing on the working equipment of the bulldozer

The article proves the necessity to develop specialized methods for solving problems which are connected with design of business equipment of a bulldozer using a computer. A simulation model of a business equipment of a bulldozer is used in the developed methods. New results of theoretical research in this area are given in the paper. A way of virtual model construction of a business equipment of a bulldozer and an algorithm which allows creating both virtual and graphic models is given in the article. An analytical method of construction of rectilinear and curvilinear parts of blades has been worked out. Methods of analysis of elements of the moving prism on different digging stages are presented. The obtained results together with other research allow conducting analysis of loads on business equipment at machine design, using obtained results in strength analysis with the help of up-to-date methods.

УДК 629.113-587

**М. С. Высоцкий, д-р техн. наук, проф., Д. А. Дубовик, канд. техн. наук,
М. М. Белоус, канд. техн. наук, Е. В. Мыльников**

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛАМИ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ МОСТОВ МНОГОПРИВODНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Разработан способ управления дифференциалами привода ведущих мостов многоприводных колесных машин с улучшенным алгоритмом, учитывающим текущее состояние дорожно-цепных условий при разблокировании дифференциалов. Приводятся результаты исследований влияния разработанного способа управления приводом ведущих мостов на буксование ведущих колес и эффективность ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8.

Введение

Анализ известных из [1–6] способов управления приводом ведущих мостов и колес свидетельствует о том, что большинство из них ориентированы на использование в электронных системах управления приводом колесных машин в основном с одним, реже – двумя ведущими мостами.

Известные способы управления приводом при идентификации пороговых значений рассогласований кинематических параметров (скоростей вращения, коэффициентов буксований и т. п.) ведущих колес реализуют строго определенную последовательность действий по управлению приводом [1]. Вследствие того, что источником информации об окружающей среде и объектом управления электронной системы, как правило, являются одни и те же или жестко связанные между собой элементы привода [1], во время реализации заданной последовательности управляющих действий исключается поступление в систему, обработка и, соответственно, учет новых данных (сигналов) о состоянии текущих дорожно-цепных условий. В результате управление приводом ведущих мостов и колес осуществляется вне зависимости от текущего состояния дорожно-цепных условий, т. е. «вслепую», что в ряде случаев может привести к ухудшению отдельных эксплуатационных свойств и снижению эффективности ходовой системы колесной машины в целом [1].

Необходимость дальнейшего развития методов управления агрегатами и узлами с целью повышения эффективности ходовых систем, производительности и конкурентоспособности колесных машин делает весьма актуальным разработку более совершенных способов управления приводом ведущих мостов и колес.

Целью настоящей статьи явилась разработка способа управления дифференциалами привода ведущих мостов многоприводных колесных машин с улучшенным алгоритмом, учитывающим текущее состояние дорожно-цепных условий при разблокировании дифференциалов. В статье приводятся результаты исследований влияния разработанного способа на буксование ведущих колес и эффективность ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8.

Адаптивное управление приводом ведущих мостов

В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси при проведении исследований по заданию 2.05 Государственной комплексной программы научных исследований «Механика» разработан способ управления приводом ведущих мостов многоприводных колесных машин с улучшенным алгоритмом, учитывающим текущее состояние дорожно-цепных условий при разблокировании дифференциалов.

Разработанный способ управления приводом ведущих мостов многоприводных колесных машин заключается в блокировании межосевых дифференциалов на определенные промежутки времени при достижении порогового значения несогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес и разблокировании дифференциалов. Причем согласно разработанному техническому решению, разблокирование межосевых дифференциалов осуществляют при или же по истечении определенных промежутков времени после снижения несогласований кинематических параметров колес связываемых ими ведущих мостов ниже значений пороговых величин.

Значение пороговой величины несогласований кинематических параметров колес ведущих мостов $\Delta\delta_s$ для разблокирования межосевых дифференциалов может определяться из выражения

$$\Delta\delta_s \geq \frac{r_{j2} \cdot v_{j1}}{r_{j1} \cdot v_{j2}}, \quad (1)$$

где r_{j1} , r_{j2} – радиусы качения внешнего и внутреннего по отношению к центру поворота колес j -го ведущего моста; v_{j1} , v_{j2} – скорости качения внешнего и внутреннего по отношению к центру поворота колес j -го ведущего моста при движении колесной машины по опорной поверхности со стабильными дорожно-сцепными условиями с максимальной скоростью, до которой осуществляется управление дифференциалами; j – порядковый номер ведущего моста из числа ведущих мостов, связываемых соответствующим управляемым межосевым дифференциалом.

Эффективность разработанного способа оценивалась расчетным методом в качестве алгоритмического обеспечения электронной системы регулирования тягового усилия многоприводной колесной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к внедорожной машине МЗКТ–79091 полной массой 43,5 т с колесной формулой

8×8 и шинами 1500×600–635, осуществляющей управление дифференциалами привода ведущих мостов.

Для компьютерного моделирования движения внедорожной машины МЗКТ-79091 составлялась математическая модель движения колесной машины 8×8 с использованием уравнений Аппеля [7]. Моделирование движения осуществлялось по наиболее вероятной для эксплуатации внедорожных колесных машин грунтовой опорной поверхности в удовлетворительном состоянии с коэффициентом сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,6 и коэффициентом сопротивления качению колес 0,03 [8] со скоростью 1 м/с.

В качестве опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями для оценки эффективности предлагаемого способа принималось три последовательно расположенных участка опорной поверхности с различным образом изменяющимися значениями коэффициента сцепления ведущих колес разных бортов с опорной поверхностью от 0,6 до 0,1 общей протяженностью свыше 30 м. Размеры одного участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями принимались меньшими, чем минимальное расстояние между ведущими мостами внедорожной машины МЗКТ–79091. Последнее соответствует расстоянию между первым и вторым мостами и третьим и четвертым мостами и составляет 2,2 м.

Изменение значений коэффициентов сцепления ведущих колес правого φ_{j1} и левого φ_{j2} бортов с опорной поверхностью моделировалось с использованием системы нелинейных уравнений следующего вида:

$$\varphi_{j1} = \varphi_0 - \Delta\varphi \cdot \sin^2(Tt); \quad (2)$$

$$\varphi_{j2} = \varphi_0 - \Delta\varphi \cdot \sin^2(2Tt), \quad (3)$$

где φ_0 – коэффициент сцепления ведущих колес с грунтовой опорной поверхностью удовлетворительного состояния;

$\Delta\varphi$ – величина изменения коэффициента сцепления ведущих колес с опорной поверхностью; T – параметр, характеризующий размер участка опорной поверхности с плохими дорожно-цепными условиями; t – время движения колесной машины по участку опорной поверхности с плохими дорожно-цепными условиями; j – порядковый номер ведущего моста.

Для сравнительной оценки эффективности предлагаемого способа осуществлялось моделирование трех колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ–79091, но с различным управлением привода ведущих мостов.

В машине 1 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов.

В машине 2 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов с управлением межосевыми дифференциалами в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа и заключающимся в блокировании межосевых дифференциалов на определенные промежутки времени при достижении рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес значений пороговых величин и их разблокировании. Принималось, что блокирование межосевых дифференциалов у машины 2 осуществлялось на промежуток времени, равный 21 с.

В машине 3 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов с управлением дифференциалами в соответствии с разработанным способом управления.

В качестве пороговой величины рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов для блокирования межосевых дифференциалов у машин 2 и 3 принималось отношение буксований их колес. Численное значение пороговой величины отношения буксований принималось как равное или большее отношению коэффициентов буксований колес δ_{j1} и δ_{j2} ведущих мостов, обеспечивающему движение внедорожной машины МЗКТ–79091 по

опорной поверхности со стабильными дорожно-цепными условиями с гарантированным дифференциальным приводом ведущих мостов. Для обеспечения гарантированного дифференциального привода ведущих мостов значение пороговой величины рассчитывалось из условия движения машины без блокирования межосевых дифференциалов по траекториям максимальной кривизной с максимальным значением поступательной скорости, которым ограничивается работа электронной системы регулирования тягового усилия. Для оценки эффективности разработанного способа численное значение пороговой величины отношения буксований колес ведущих мостов принималось равным 4,62.

Численное значение пороговой величины рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов для разблокирования межосевых дифференциалов машины 3 рассчитывалось в соответствии с выражением (1) и принималось равным 1,25.

В качестве показателя эффективности ходовой системы многоприводной колесной машины использовался количественный показатель $\eta_{rs\alpha}$ [9], по своей структуре соответствующий требованиям, предъявляемым к коэффициентам полезного действия, принятый также в качестве оценочного показателя уровня реализации опорной проходимости и тягово-скоростных свойств:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{N_{k\alpha}}{N_k} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{k\alpha j1} + N_{k\alpha j2})}{\sum_{i=1}^n (N_{kj1} + N_{kj2})}, \quad (4)$$

где $N_{k\alpha}$ – мощность, расходуемая ходовой системой на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_k – мощность, передаваемая ходовой системе; $N_{k\alpha j1}$, $N_{k\alpha j2}$ – мощности, расходуемые левым и правым колесами j -го моста на осуществление движения

машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса (индексы 1 и 2 относятся соответственно к правому и левому колесу моста); N_{kj1} , N_{kj2} – мощности, подведенные к левому и правому колесу j -го моста; n – количество ведущих мостов колесной машины.

Результаты исследований и их обсуждение

Результаты расчетных исследований представлены на рис. 1–7. На рис. 1 приведены графические зависимости коэффици-

ентов сцепления ведущих колес φ_{j1} и φ_{j2} с опорной поверхностью от времени движения, полученные при моделировании грунтовой поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями с использованием уравнений (2) и (3).

На рис. 2–4 представлены графические зависимости коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} ведущих колес машин 1, 2, 3 от времени движения по грунтовой опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями.

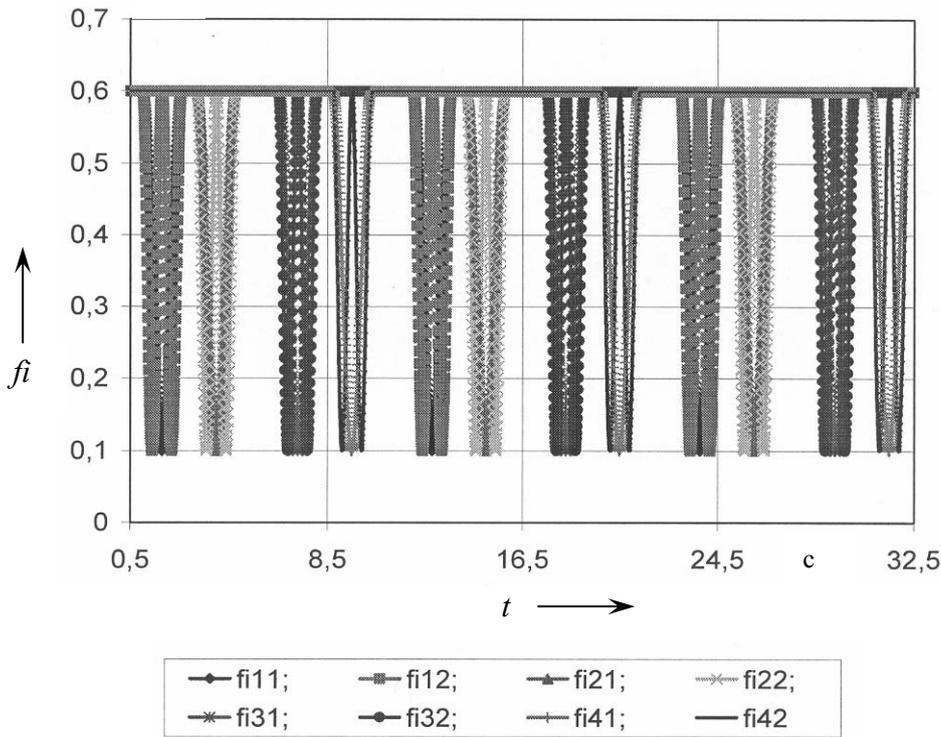


Рис. 1. Графические зависимости коэффициентов сцепления ведущих колес φ_{j1} и φ_{j2} с опорной поверхностью от времени движения

На рис. 5–7 представлена графическая зависимость коэффициентов полезного действия $\eta_{rs\alpha}$ ходовых систем машин 1, 2, 3 от времени движения по грунтовой опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями.

Буксование ведущих колес. Анализ зависимостей на рис. 2 показывает, что при движении многоприводной колесной ма-

шины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом по участку опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями происходит раздельное буксование ведущих колес. Значения коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} ведущих колес машины 1 изменяются со значений, равных 0,0124–0,0134 при движении по грунтовой опорной поверхно-

сти удовлетворительного состояния, до значений 0,099–0,1096 при прохождении участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями. Наибольшее уве-

личение значений коэффициентов буксований соответствует колесам первого и второго ведущих мостов с меньшей нормальной нагрузкой.

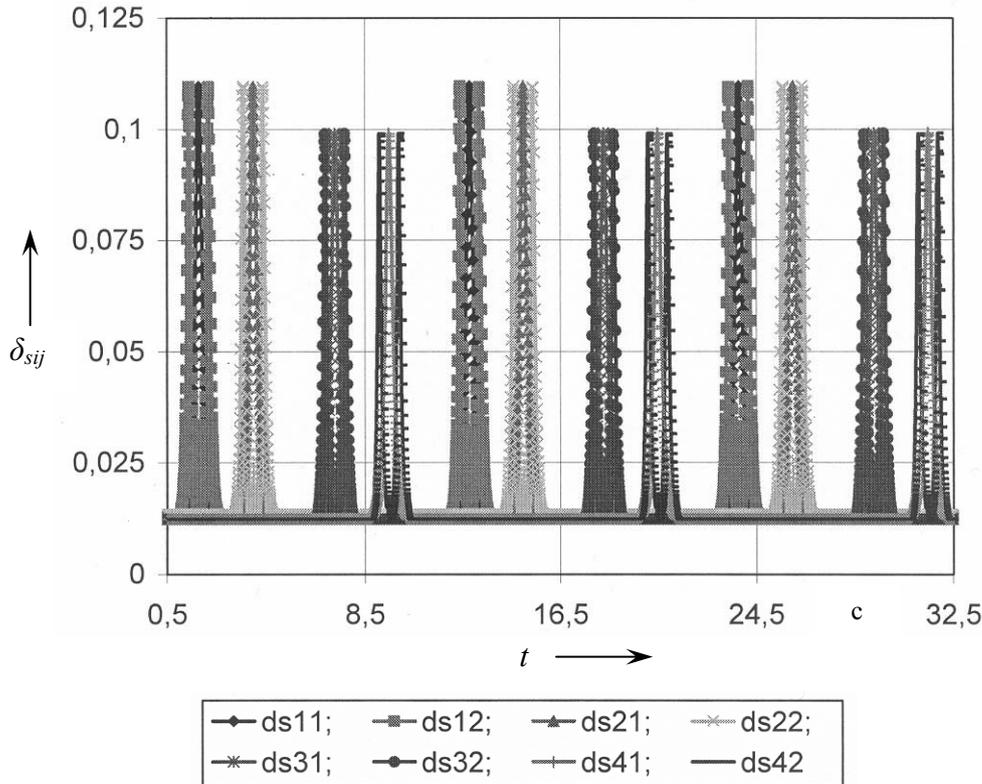


Рис. 2. Графические зависимости коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} ведущих колес машины 1

Из рис. 3 следует, что раздельное буксование ведущих мостов у многоприводной колесной машины 2 с управлением дифференциалами в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, ограничивается пороговым значением, задаваемым в алгоритмическом и программном обеспечении электронного блока управления системы регулирования тягового усилия.

При попадании колес ведущего моста на участок опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями значения их коэффициентов буксования увеличиваются до диапазона от 0,0839 до 0,0973. При достижении отношения буксований пороговой величины происходит блокирование межосевого дифференциала передней ведущей тележки, колес третьего и четвертого веду-

щих мостов – межосевого дифференциала задней ведущей тележки. Реализация в дальнейшем в течение 21 с заблокированного привода ведущих мостов приводит к ограничению коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} колес ведущих мостов диапазоном значений 0,0218–0,0237. Это положительным образом сказывается на повышении проходимости и тягово-скоростных свойств внедорожных колесных машин по отношению к внедорожной колесной машине с простым дифференциальным приводом.

По истечении 21 с после блокирования межосевых дифференциалов передней и задней тележки при функционировании системы регулирования тягового усилия в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, происходит

их разблокирование вне зависимости от текущего состояния дорожно-сцепных условий под ведущими колесами машины 2. Последовавшее разблокирование дифференциалов при продолжении движения колесной машины по участку опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями приводит к повторному увеличению коэффициентов буксований колес первого и третьего ведущих мостов, возникновению рассогласования кинематических параметров колес ведущих мостов и, как следствие, к снижению уровня реализации опорной проходимости и тягово-скоростных свойств машины. При достижении отношения коэффициентов буксова-

ний колес первого и второго ведущих мостов, третьего и четвертого ведущих мостов пороговой величины 4,62 осуществляется повторное блокирование соответствующих межосевых дифференциалов передней и задней ведущих тележек на следующий конечный промежуток времени. Таким образом, работа электронной системы регулирования тягового усилия в соответствии со способом управления, принятым в качестве прототипа, приводит к разблокированию привода ведущих колес при движении в плохих дорожно-сцепных условиях и увеличению вероятности потери колесной машиной подвижности.

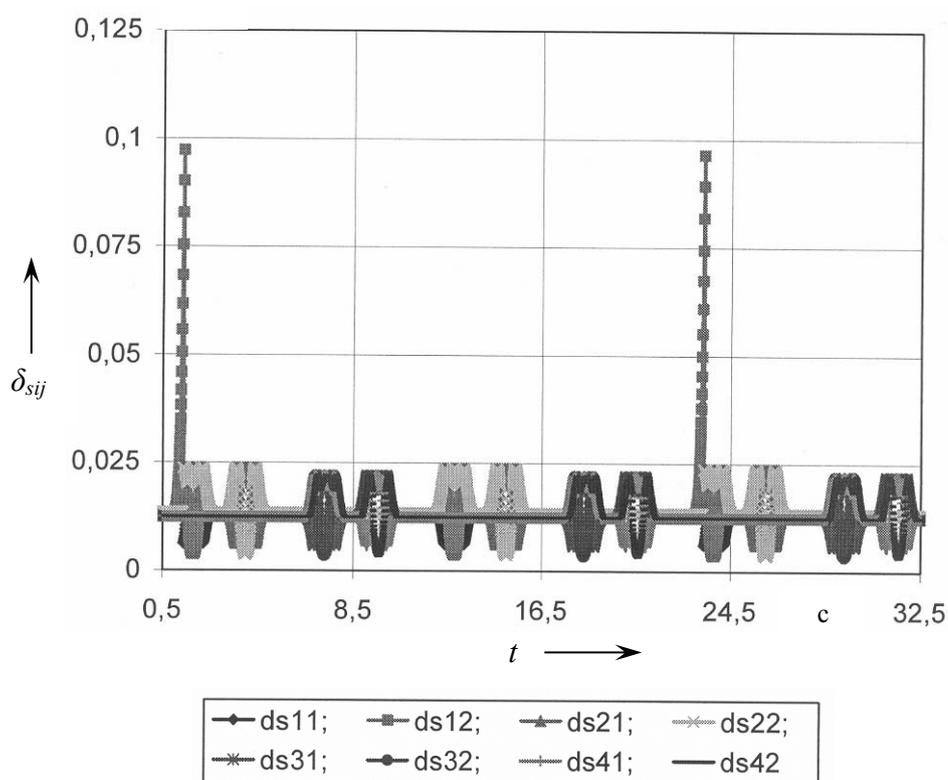
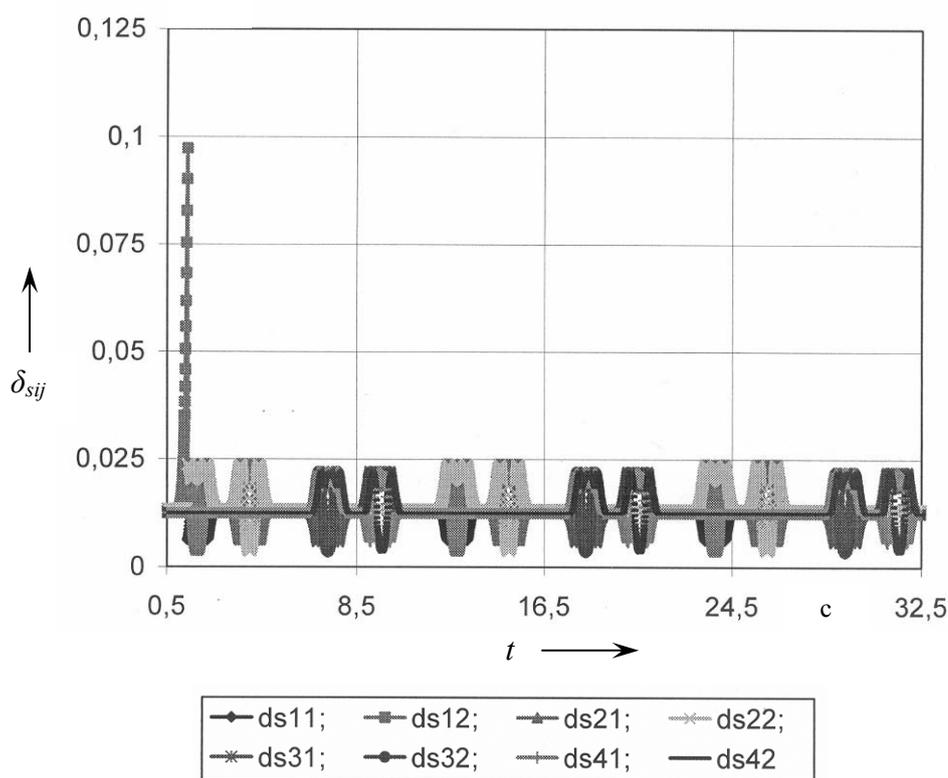


Рис. 3. Графические зависимости коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} ведущих колес машины 2

Зависимости на рис. 4 свидетельствуют о том, что у машины 3 с управлением дифференциалами в соответствии с разработанным способом раздельное буксование или же рассогласование других кинематических параметров ведущих колес реализуется только в начале движения колесной

машины по участку опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями. Раздельное буксование происходит только в момент установления наличия участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями под ведущими колесами.

Рис. 4. Графические зависимости коэффициентов буксований δ_{j1} и δ_{j2} ведущих колес машины 3

При въезде ведущих колес на участок опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями у машины 3, как и у машины 2, происходит увеличение коэффициентов буксований колес первого, а затем и третьего ведущего моста и возникновение рассогласований кинематических параметров ведущих мостов. При достижении рассогласования кинематических параметров ведущих мостов порогового значения, соответствующего отношению коэффициентов буксований, равному 4,62, происходит блокирование межосевых дифференциалов передней и задней ведущих тележек. В результате увеличение коэффициентов буксования колес первого ведущего моста ограничивается диапазоном значений от 0,0839 до 0,0973 при определении участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями под ведущими колесами машины для блокирования управляемых дифференциалов. Максимальные значения коэффициентов буксований при

дальнейшем движении по участку опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями до полного его прохождения ограничивается значениями 0,0218–0,0237. Разблокирование межосевых дифференциалов не происходит, потому что значения рассогласований колес связываемых ими ведущих мостов в заданном промежутке времени, свидетельствующие о прохождении колесной машиной участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями, превышают пороговую величину $\Delta\delta_s$.

Эффективность ходовой системы. Анализ зависимости на рис. 5 показывает, что у машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих мостов коэффициент полезного действия ходовой системы η_{rsa} (4) при движении по опорной поверхности удовлетворительного состояния составляет 0,987. При преодолении участка опорной

поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями показатель $\eta_{rs\alpha}$ снижается до диапазона значений 0,9737–0,9742. Снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ на 0,0128–0,0133 объ-

ясняется увеличением буксований ведущих колес, движущихся в соответствующий момент времени по участку опорной поверхности с уменьшенным коэффициентом сцепления.

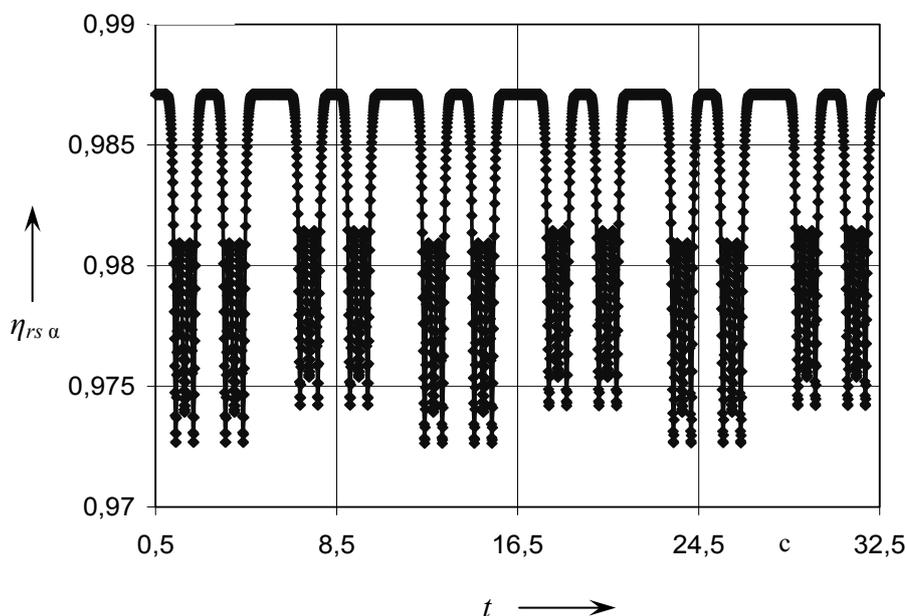


Рис. 5. Графическая зависимость коэффициентов полезного действия $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы машины 1

У машины 2 с управлением дифференциалами в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, снижение показателя эффективности $\eta_{rs\alpha}$ совершается неоднократно. Снижение эффективности происходит при определении колесами первого и третьего ведущих мостов начала участка опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями, а также при движении по участку с плохими дорожно-сцепными условиями всякий раз при разблокировании дифференциалов по истечении промежутков времени, на которые они были заблокированы (рис. 6). Снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ у машины 2 ограничивается блокированием дифференциалов ведущих мостов, которое осуществляется при достижении пороговых отношений коэффициентов буксования величины их ведущих колес 4,62. Снижение

показателя $\eta_{rs\alpha}$ у машины 2 происходит до значений 0,9747 и 0,9742 при попадании колес первого и третьего ведущих мостов на участок с плохими дорожно-сцепными условиями.

При движении машины 3 (рис. 7) с управлением дифференциалами в соответствии с предлагаемым способом снижение коэффициента полезного действия ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ вследствие раздельного буксования ведущих колес до значения, численно равного 0,9747, происходит только при въезде на участок опорной поверхности с плохими дорожно-сцепными условиями. При достижении отношения коэффициентов буксований ведущих колес первого и второго ведущих мостов пороговой величины, равной 4,62, осуществляется блокирование межосевого дифферен-

циала передней тележки. При достижении отношения коэффициентов буксований ведущих колес третьего и четвертого ведущих мостов пороговой величины, равной 4,62, осуществляется блокирование межосевого дифференциала задней тележки.

Дальнейшее движение машины 3 по участку с плохими дорожно-сцепными условиями осуществляется с заблокированными межосевыми дифференциалами передней и задней тележки.

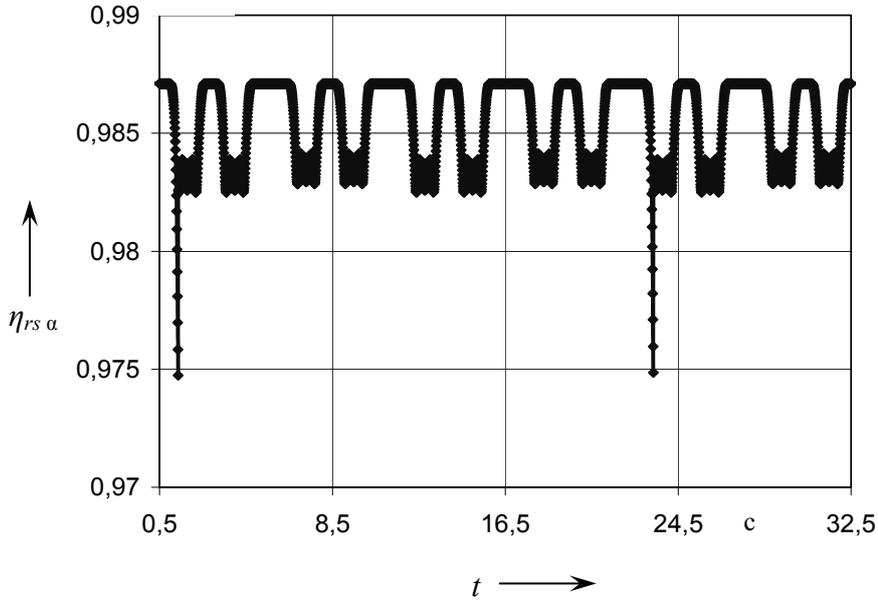


Рис. 6. Графическая зависимость коэффициентов полезного действия $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы машины 2

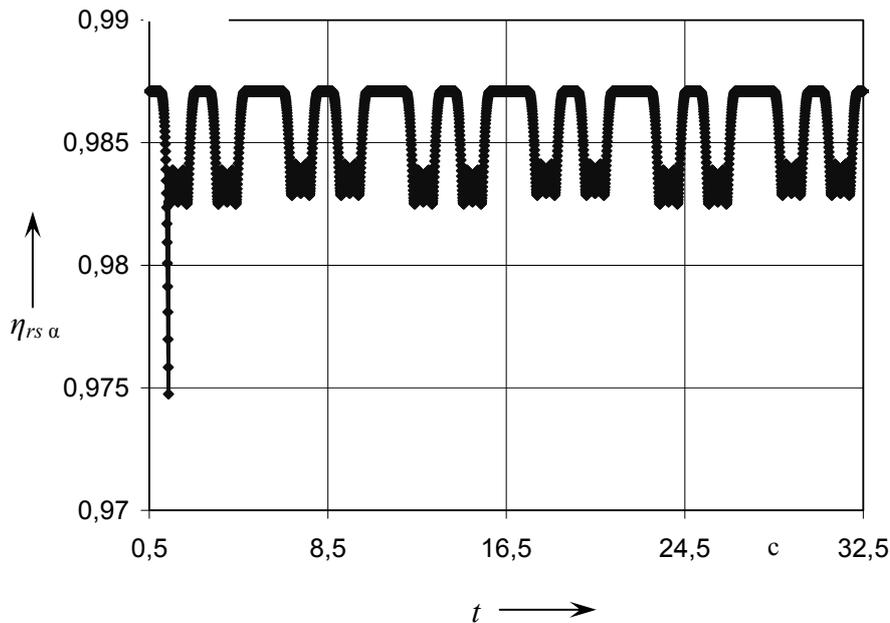


Рис. 7. Графическая зависимость коэффициентов полезного действия $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы машины 3

В отличие от машины 2, у машины 3 разблокирование дифференциалов осуществляется не по истечении заданных промежутков времени после их блокирования, а по истечении заданных промежутков времени при снижении рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов значений ниже пороговой величины $\Delta\delta_s$, что является характерным признаком преодоления колесной машиной участка опорной поверхности с плохими дорожно-цепными условиями. В результате предотвращается снижение эффективности привода ведущих мостов вследствие разблокирования межосевых дифференциалов во время движения колесной машины по участку опорной поверхности с плохими дорожно-цепными условиями.

Заключение

Разработан способ управления дифференциалами привода ведущих мостов, заключающийся в блокировании межосевых дифференциалов на определенные промежутки времени при достижении порогового значения рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес и разблокировании дифференциалов. Разработанный способ отличается тем, что разблокирование межосевых дифференциалов осуществляют по истечении определенных промежутков времени после снижения рассогласований кинематических параметров колес связываемых ими ведущих мостов ниже значений пороговых величин, определяемых из выражения (1).

Проведенные исследования показали, что предлагаемый способ управления дифференциалами привода ведущих мостов позволяет исключить повторное увеличение коэффициентов буксования колес этих мостов на 0,071–0,073 и предотвратить снижение коэффициента полезного действия ходовой системы внедорожной машины МЗКТ–79091 с колесной формулой 8×8 на 0,768–0,784 % при движении по опорной поверхности с плохими дорожно-цепными условиями.

Разработанный способ может быть рекомендован в качестве основополагающей стратегии управления приводом ведущих мостов при разработке алгоритмического и программного обеспечения электронной системы регулирования тягового усилия многоприводных колесных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ванцевич, В. В.** Управление дифференциалами многоприводных колесных машин / В. В. Ванцевич, М. С. Высоцкий, А. Д. Закревский. – Минск : Науч. центр проблем механики машин АН Беларуси, 1994. – 22 с.
2. **Ванцевич, В. В.** Направления развития электронных систем управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес большегрузных автомобилей и автопоездов : обзорн. информ. с анализом и выводами / В. В. Ванцевич, М. С. Высоцкий, В. И. Кабанов. – Минск : Науч. центр проблем механики машин АН Беларуси, 1994. – 37 с.
3. **Высоцкий, М. С.** Управление межосевым и межколесным приводом большегрузных автомобилей / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик, С. В. Харитончик // Весці НАН Беларусі. – 2005. – № 3. – С. 30–35.
4. **Пат. 2163868 РФ, МПК⁷ В 60 К 17/346, В 60 К17/04.** Трансмиссия транспортной машины высокой проходимости / А. Н. Пахомов, Д. Н. Назаров ; заявитель Военный автомоб. ин-т. – № 98117680/28 ; заявл. 25.09.98 ; опубл. 10.03.01. – 5 с.
5. **Пат. 6584398 US, МПК В 60 К 17/346, В 60 К 23/04, В 60 К 23/08.** Method and device for exercising a differential blocking function for a vehicle / A. Erban ; заявитель BOSCH GMBH ROBERT ; заявл. 11.10.00 ; опубл. 24.06.03. – 11 с.
6. **Пат. 2298486 РФ, МПК⁷ В 60 К 23/04, G 01 М 17/00, F 16 Н 48/20.** Способ управления дифференциалами многоприводных колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик, М. М. Белоус ; заявитель Объед. ин-т машиностр. НАН Беларуси. – № 2005128118/11 ; заявл. 08.09.05 ; опубл. 10.05.07, Бюл. № 13. – 5 с.
7. **Высоцкий, М. С.** Математическое моделирование криволинейного движения колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 6–15.
8. **Платонов, В. Ф.** Полноприводные автомобили / В. Ф. Платонов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 312 с.
9. **Высоцкий, М. С.** Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Докл. НАН Беларуси. – 2007. – Т. 51, № 2. – С. 91–94.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Материал поступил 31.07.2008

**M. S. Vysotsky, D. A. Dubovik,
M. M. Belous, E. V. Mylnikov**
**Control mode of differential gear of driving
axles of multidriving wheeled cars**

A control mode of differential gear of driving axles of multidriving wheeled cars with an improved algorithm which takes into consideration current road and coupling status at deblocking of differential gear has been developed. The results of the research of the developed control mode influence of driving axle gear on drive wheel trailing and track system effectiveness of МЗКТ–79091 off-road vehicles with 8×8 wheel arrangement are given in the paper.

УДК 621.114.2.012.3

А. В. Гуськов, канд. техн. наук

СРАВНЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 5.0 СО ВСЕМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПО СХЕМЕ 4К4 И 6К6

На основании современной теории взаимодействия колесного движителя трактора с почвой разработаны математические зависимости, позволяющие оценить тягово-сцепные свойства и экономичность трактора на стадии проектирования. В статье приведены сравнительные расчеты указанных качеств для тракторов 4К4 и 6К6 тягового класса 5.0.

В связи с использованием в последнее время комбинированных сельскохозяйственных агрегатов, имеющих большие тяговые сопротивления и требующих значительного отбора мощности через ВОМ, возникает необходимость создания колесных тракторов тяговых классов 5...7 с двигателями мощностью до 500 л. с.

Ниже приводится анализ тягово-сцепных свойств и экономичности моделей тракторов класса 5.0, выполненных по схеме 4К4 (два ведущих моста и спаренные задние колеса) и 6К6 (три ведущих моста и одинаковые колеса).

Анализ приведенных схем (рис. 1) показывает, что задние внутренние колеса (схема 1) идут по следу передних колес, внешние задние колеса деформируют почву, как и передние. В то же время средние и задние колеса (схема 2) идут по следу передних, которые первоначально деформируют почву, уплотняя ее.

Решающее значение для эффективного использования многоколесного движителя имеет характер изменения механических свойств грунта в результате последовательного прохода колес по одному следу. Этот вопрос тесно связан с влиянием времени действия нагрузки на деформацию грунта [1, 2, 4, 5].

По результатам экспериментов многих исследователей можно представить следующую картину деформации грунтов при последовательном прокатывании по ним колес. Грунты, лишенные внутреннего сцепления, способны быстро деформироваться. Грунты со значительным внутрен-

ним сцеплением деформируются гораздо медленнее. Несущая способность почвы σ_0 , коэффициент k – коэффициент объемного смятия почвы, внутреннее сцепление c при быстром возрастании нагрузки имеют большие значения, чем при медленном. Коэффициенты внутреннего трения ($f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения и $f_{п}$ – коэффициент трения покоя [4]), наоборот, при кратковременном приложении нагрузки меньше, чем при длительном.

Повторяемость нагрузок, свойственная последовательному движению колес по одному следу, как бы удлиняет продолжительность их воздействия на грунт. При этом в результате прохода колес в одних случаях происходит уплотнение микроструктуры грунта и повышение его несущей способности и модуля деформации, а в других случаях, наоборот, нарушается структура грунта и его деформация может превзойти деформацию от длительно действующих нагрузок при однократном их приложении.

Накопление пластических деформаций в грунте по мере прохода колес происходит различно в зависимости от типа грунта и его состояния, а также от соотношения давления на грунт и его несущей способности.

Обычно отмечают четыре принципиальных случая возможного накопления деформаций при повторных нагрузках [1].

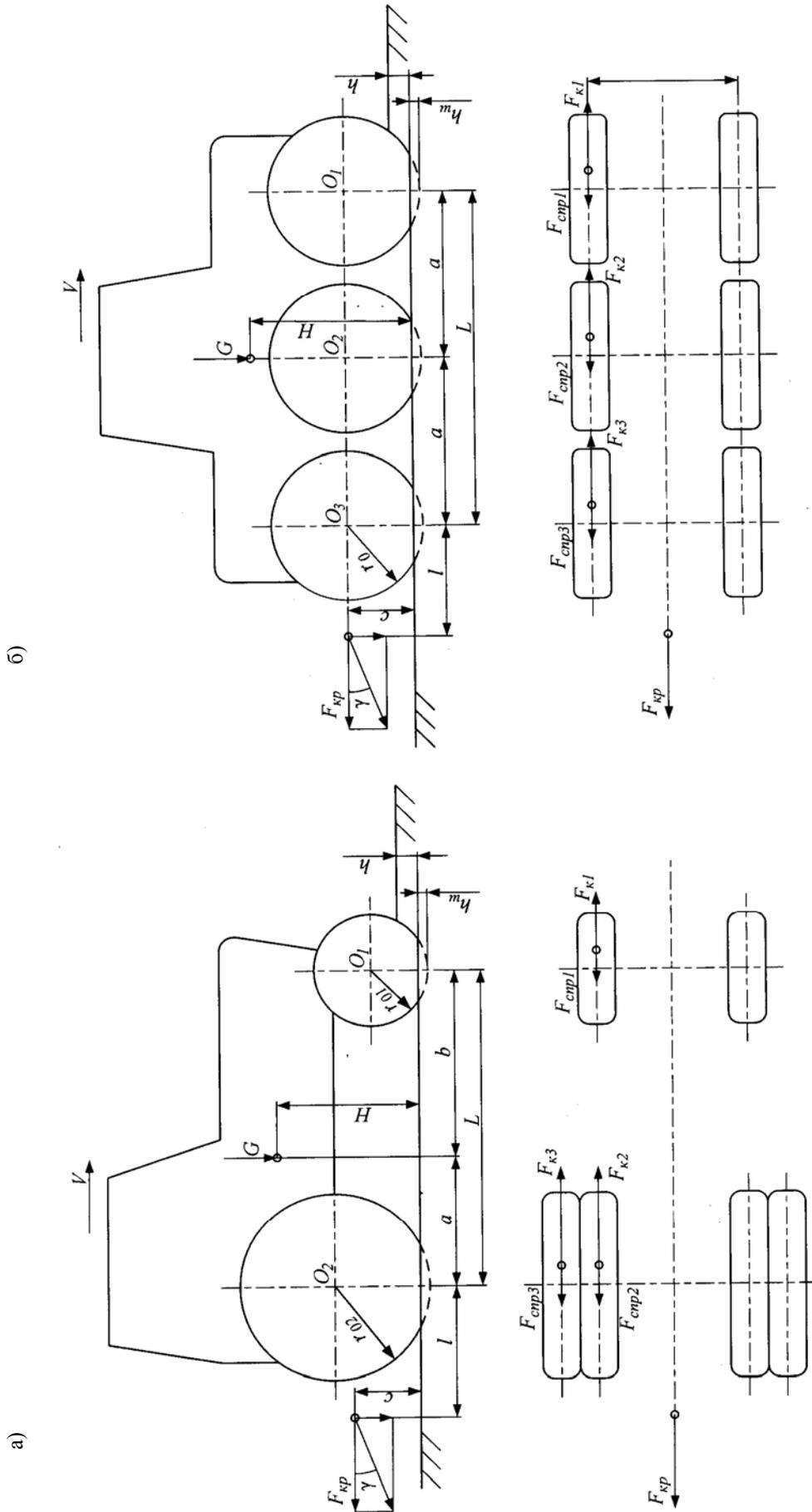


Рис. 1 – Схема моделей тракторов: а – схема 1; б – схема 2

1. Деформация, оставаясь упругой, практически не нарастает, микроструктура и плотность грунта почти не изменяются. Это наблюдается на связных грунтах при влажности ниже предела пластичности и воздействии на них любых нагрузок, встречающихся на практике.

2. Постепенное возрастание деформации по экспоненциальному закону. Этот случай соответствует пластичному состоянию грунта, когда нагрузка не превышает предела несущей способности.

3. Сначала деформация нарастает так же, как в предыдущем случае, а затем – по зависимости, близкой к линейной (без затухания), что характерно для влажности грунта ниже предела текучести и нагрузки выше несущей способности грунта.

4. Деформация прогрессивно возрастает, что соответствует влажности грунта, приближающейся к пределу текучести, или действию нагрузок, значительно превышающих несущую способность.

Наиболее важное практическое значение имеют второй и третий случаи. Первый

случай соответствует твердым грунтовыми поверхностям, а четвертый – грунтам, практически непроходимым.

Примем в качестве грунта поверхность стерни суглинка нормальной влажности со следующими физико-механическими показателями: σ_0 – несущая способность грунта, $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ [3]; κ – коэффициент объемного смятия грунта, $\kappa = 0,058 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3$; $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения покоя, $f_{\text{п}} = 0,79$; $f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения скольжения, $f_{\text{ск}} = 0,72$; κ_{τ} – коэффициент деформации грунта при сдвиге, $\kappa_{\tau} = 0,027 \text{ м}$.

В зависимости от числа проходов физико-механические свойства грунта меняются и для принятого грунта их изменение показано на рис. 2. Следует отметить, что если коэффициент объемного смятия грунта и коэффициенты трения с увеличением числа проходов возрастают, то несущая способность грунта практически не меняется.

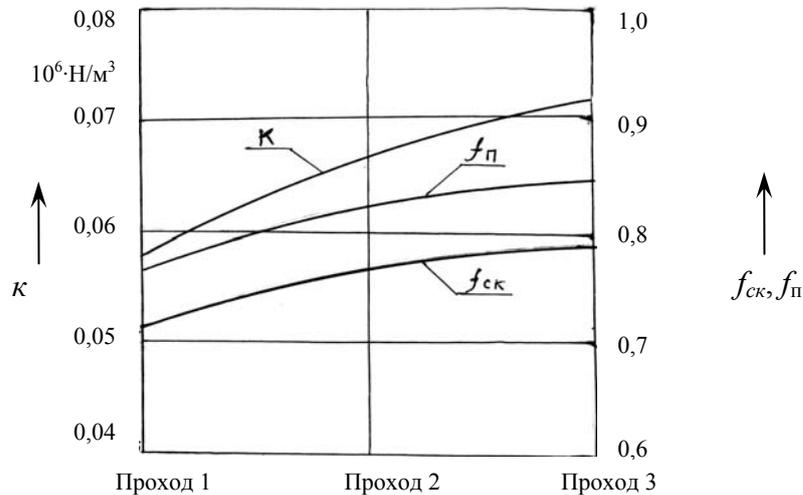


Рис. 2. Зависимость физико-механических свойств грунта от числа проходов колеса

При анализе тягово-сцепных качеств и экономичности рассматриваемых моделей примем, что обе модели в агрегате с сельхозмашинами движутся по горизонтальной поверхности в установившемся режиме.

В качестве критерия эффективности примем тяговый КПД $\eta_{\text{т}}$ трактора:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{т}} &= \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{сnp}} = \\ &= \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{г}} (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{\text{сnp}}}{F_{\text{к}}} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД, оценивающий потери в трансмиссии; η_r – КПД, оценивающий потери в движителе; η_δ – КПД, оценивающий потери на буксование; $\eta_{спр}$ – КПД, учитывающий потери на мятие грунта движителем и образование колеи; $F_{спр}$ – сила сопротивления движению за счет образования колеи, Н; F_k – касательная сила тяги, Н; δ – буксование, доли единицы.

Произведение $\eta_{тр}\eta_r$ оценивает совершенство конструкции трактора, а $\eta_\delta\eta_{спр}$ – тягово-цепные качества.

При анализе примем, что $\eta_{тр}$ схемы 4К4 равен 0,87, а схемы 6К6 равен 0,85.

КПД η_r в обоих случаях примем равным 0,98.

В табл. 1 приведены данные по параметрам обеих моделей.

Размеры шин приведены в табл. 2.

Табл. 1. Параметры тракторов

Модель	Сцепной вес $G_{сч}$, кН	Распределение нагрузки по осям, %		Шина		Номинальное крюковое усилие, кН	Координаты приложения $F_{квд}$, м		База L , м	Колея B , м
		Передняя	Задняя	передняя	задняя		h	l		
4К4	12,0	45	55	540/65R30	580/70R42	50,0	0,5	0,7	3,0	1,9
6К6	12,0	Одинаковое (33 %)		600/65R34		50,0	0,5	0,7	3,0	1,9

Табл. 2. Показатели шин

Шина	D_0 , м	b_0 , м	Радиус, м		Предельная нагрузка, кН		Насыщенность протектора, %	Высота почвозацепа, м
			$r_{ст}$	r_k	$V = 10$ км/ч	$V = 40$ км/ч		
540/65R30	1,485	0,516	0,664	0,703	54,8	32,50	27,0	0,049
580/70R42	1,900	0,517	0,870	0,908	63,75	42,50	24,0	0,050
600/65R34	1,644	0,590	0,740	0,783	51,80	34,50	24,0	0,054

Как видно из формулы (1), тяговый КПД трактора зависит от таких величин, как сила сопротивления движению $F_{спр}$ за счет мятия грунта движителем и образования колеи, касательной силы тяги F_k и буксования δ .

При взаимодействии колеса с грунтом опорная поверхность шины имеет сложную конфигурацию. Многочисленные попытки описать ее математическими зависимостями часто усложняют расчеты и приводят к неадекватным по сравнению с реальным процессом результатам. Однако в случае взаимодействия колеса с естественной поверхностью грунта опорную поверхность шины реального колеса можно заменить жестким колесом большего

диаметра [2, 4], поскольку она близка к цилиндрической.

Замена диаметра эластичного колеса приведенным диаметром жесткого осуществляется в соответствии со схемой на рис. 3. Длина отрезка АВ для эластичного и эквивалентного ему жесткого колеса определяем как

$$AB = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - (r_0 - h - h_{uu}))^2} = \sqrt{r_{np}^2 - (r_{np} - h)^2};$$

$$r_{np} = \frac{2r_0(h + h_{uu}) - h_{uu}(2h + h_{uu})}{2h}. \quad (2)$$

Это выражение можно значительно упростить, полагая, что

$$\frac{2r_0(h + h_{ш})}{2h} \gg \frac{h_{ш}(2h + h_{ш})}{2h}$$

и последний член можно отбросить ввиду его малости.

Действительно, при реальных параметрах колес ($r_0 = 0,74 \dots 0,95$ м (см. табл. 2) и деформациях шины под нормальной нагрузкой ($h_{ш} = 0,02 \dots 0,03$ м) и глубинах колеи ($0 \leq h \leq 0,1$ м) [4], приняв определенные значения $r_0 = 0,84$ м, $h_{ш} = 0,025$ м и $h = 0,05$ м, можно показать, что ошибка при этом составляет не более 2 %.

Тогда

$$r_{np} = r_0 \left(1 + \frac{h_{ш}}{h} \right). \quad (3)$$

Так как второй член правой части формулы (3) больше нуля и $D_0 > 2h + h_{ш}$, то D_{np} всегда больше D_0 . При $h_{ш} \rightarrow 0$ эластичное колесо приближается к жесткому. Такой случай имеет место при качении эластичного колеса с большим давлением воздуха в шине по переувлажненному грунту.

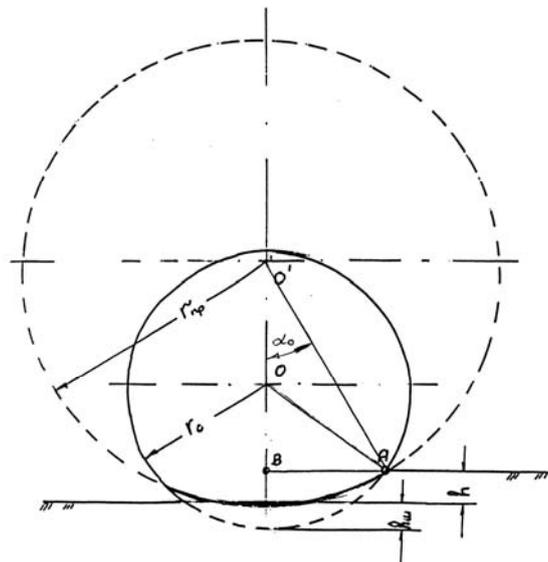


Рис. 3. Замена радиуса эластичного колеса r_0 радиусом жесткого колеса r_{np}

Прогиб шины можно определить из зависимостей, предложенных В. А. Бидерманом [3] или Хейдекем [2]. Обе эти зависимости дают примерные результаты и учитывают параметры шины (диаметр, ширину, давление воздуха в шине, конфигурацию шины, толщину и число слоев корда и т. д.).

Глубина колеи h зависит как от вертикальной нагрузки и параметров шины, так и от показателей физико-механических свойств грунта.

Рассмотрим определение силы $F_{спр}$ на примере движения эластичного ведо-

мого колеса по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности и применим схему процесса взаимодействия, предложенную проф. В. В. Гуськовым [4] (рис. 4), учитывающую замену радиуса эластичного колеса r_0 радиусом жесткого колеса r_{np} .

В соответствии с приведенной схемой элементарные реакции грунта dR направлены перпендикулярно ободу колеса и траекторией является трактри-

$$S = r_{np} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}.$$

В этом случае элементарная реакция грунта на участке обода площадью $dA = br_{np} d\alpha$ равна:

$$dR = \sigma br_{np} d\alpha, \quad (4)$$

где σ – нормальное напряжение, Н/м; r_{np} – приведенный радиус, м; b – ширина колеса, м; α – угол приложения равнодействующей.

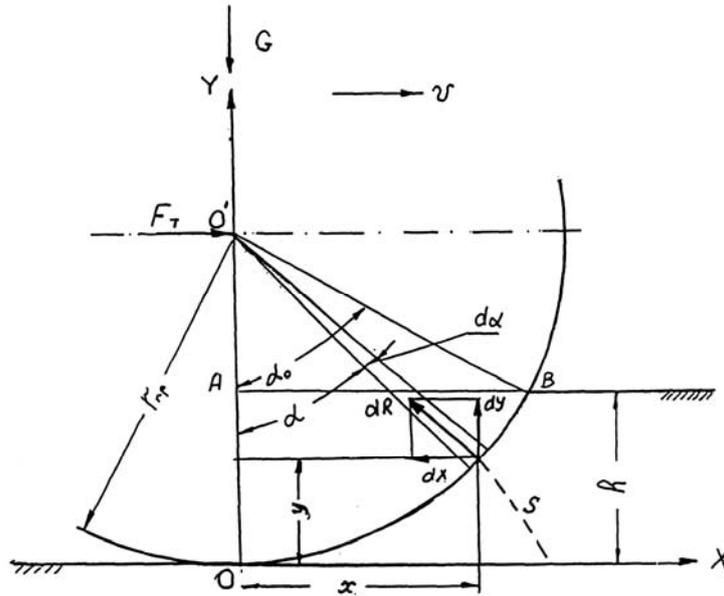


Рис. 4. Схема взаимодействия ведомого колеса с грунтом

Нормальное напряжение определяем по зависимости, предложенной проф. В. В. Кацыгиным [4] для минеральных грунтов:

$$\sigma = \sigma_0 th \frac{k}{\sigma_0} S, \quad (5)$$

где σ_0 – предельная несущая способность грунта, Н/м²; k – коэффициент объемного смятия грунта, Н/м³; S – длина траектории, м.

Как следует из рис. 3, горизонтальная составляющая реакции грунта dR равна dx и, соответственно, равна силе сопротивления движению dF_{cnp} (за счет смятия грунта движителем и образования колеи).

Подставив в уравнение (4) значения соответствующих величин, получим

$$F_{cnp} = \int_0^{\alpha_0} b \sigma_0 r \sin \alpha th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right] d\alpha; \quad (6)$$

$$G = \int_0^{\alpha_0} b \sigma_0 \cos \alpha th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right] d\alpha. \quad (7)$$

Заменим пределы интегрирования. Поскольку $\cos \alpha = \frac{r_{np} - h}{r_{np}}$, то, дифференцируя по углу α , получим

$$\sin \alpha d\alpha = \frac{dh}{r_{np}}; \quad d\alpha = \frac{dh}{r_{np} \sin \alpha}. \quad (8)$$

В свою очередь,

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np}}.$$

Подставляя значение α , $\cos \alpha$ и $\sin \alpha$ в уравнения (6) и (7), получим

$$F_{cnp} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 th \left[\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh; \quad (9)$$

$$G = \int_0^{h_0} b \sigma_0 r_{np} \frac{r_{np} - h}{\sqrt{r_{np}^2 - 2r_{np}h}} \times th \left[\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh. \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) можно значительно упростить, если разложить значения гиперболического тангенса $th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right]$ и натурального логарифма в ряды Тейлора и ограничиться первым членом ряда. Ошибка при этом не превышает 5 % при реальных значениях глубины колеи и силы сопротивления движению.

Также, если учесть, что величина h по сравнению с приведенным радиусом весьма мала, то выражение для $\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np}} \approx \sqrt{\frac{2r_{np}}{r_{np}}}$ (для сравне-

ния: при реальных значениях глубины колеи $0 < h < 0,1$ м и значениях приведенного радиуса $1,0 < r_{np} \leq 2,0$ м при $h = 0,04$ м и $r_{np} = 1,5$ м ошибка составляет 0,1 %).

Тогда при принятых допущениях

$$F_{cnp} = \frac{G^2}{2kbr_{np}^2}; \quad (11)$$

$$h = \frac{G^2}{2k^2b^2r_{np}^3}. \quad (12)$$

Решая совместно уравнения (4), (9) и (10), можно определить силу сопротивления движению F_{cnp} , глубину колеи h и приведенный радиус r_{np} .

Результаты расчета силы сопротивления движению для рассматриваемых шин, движущихся по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности (см. физико-механические свойства грунта) с учетом числа проходов, приведены в табл. 3.

Общее сопротивление машины за счет образования колеи равно (см. рис. 1):
– для модели 6К6

$$F_{cnp} = 2F_{cnp1} + 2F_{cnp2} + 2F_{cnp3} = 2 \cdot 1,653 + 2 \cdot 1,437 + 2 \cdot 1,332 = 9,024 \text{ кН};$$

– для модели 4К4

$$F_{cnp} = 2F_{cnp1} + 2F_{cnp2} + 2F_{cnp3} = 2 \cdot 2,756 + 2 \cdot 1,492 + 2 \cdot 1,190 = 9,876 \text{ кН}.$$

Табл. 3. Результаты расчета

Шина	Шаг почвозащепов, м	Глубина колеи h , м	Прогиб шины $h_{ш}$, м	Приведенный радиус r_{np} , м	Движение по ненарушенной поверхности F_{cnp} , кН	Движение после второго прохода F_{cnp} , кН	Движение после третьего прохода F_{cnp} , кН
540/65R30	0,172	0,02	0,051	2,63	2,756	–	–
580/70R42	0,186	0,02	0,026	1,77	1,492	1,190	–
600/65R34	0,184	0,025	0,032	1,88	1,653	1,437	1,332

Таким образом, общее сопротивление машины 6К6 меньше, чем 4К4, на 9 %.

При рассмотрении взаимодействия

эластичного колеса с грунтом примем допущения, аналогичные качению приведенного жесткого ведущего колеса.

При установившемся режиме касательная сила F_k тяги колеса равна сумме тангенци-

альных реакций грунта $\tau_{сд}$, направленных в сторону движения (рис. 5).

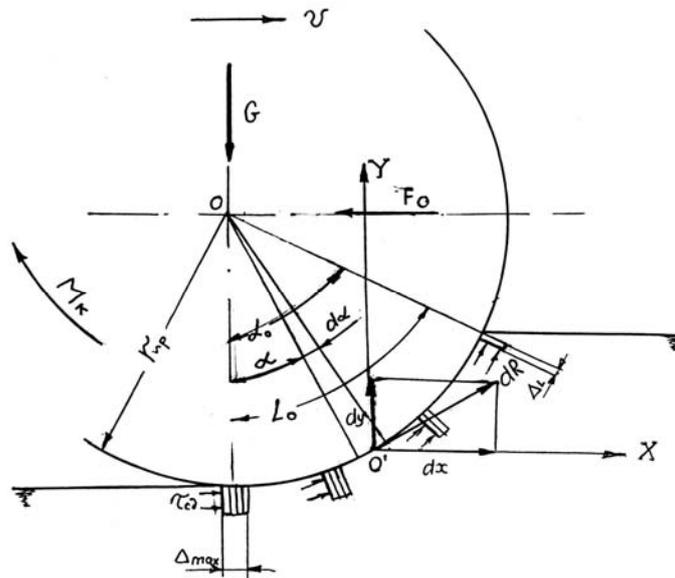


Рис. 5. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтом

Как известно, эластичное тракторное колесо для улучшения сцепления с грунтом оборудуют грунтозацепами. В этом случае процесс взаимодействия такого колеса с грунтом отличается от качения ведущего жесткого колеса. При взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом; силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов. На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На рыхлых грунтах значение сил сдвига и среза возрастает и во многих случаях является определяющим.

При движении ведущего колеса его грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения, т. е. когда имеется пробуксовка колеса.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровож-

даться буксованием, в результате чего ось колеса как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом главным образом заключаются физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости.

Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счет сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и сил сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При установившемся движении колеса ($v = \text{const}$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит, в основном, в периоды выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта (см. рис. 5). В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт на одинаковую величину Δi , причем первый – сдвигает грунт на Δi , второй – на $\Delta i + \Delta i = 2 \Delta i$, третий – на

$\Delta i + \Delta i + \Delta i = 3 \Delta i$ и т. д. Поскольку первый грунтозацеп пройдет все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из замедления равен: $\Delta_{\max} = n \Delta i$ (здесь n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса L , т. е. $\Delta_{\max} = \delta r_{np} \alpha_0$.

Напряжения сдвига $\tau_{сдi}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают и при Δ_{\max} достигают максимума τ_n , после чего они убывают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{ск}$. В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа высотой h_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Таким образом, касательная сила тяги ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе.

Имеется несколько формул, отображающих зависимость напряжений сдвига от деформации. Наиболее приемлемой, по нашему мнению, является формула проф. В. В. Кацыгина [4], которая адекватно отображает реальный процесс взаимодействия ведущего колеса с грунтом:

$$\tau_{сд} = f_{ск} P_x \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta}{K_\tau}, \quad (13)$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения; f_{II} – коэффициент трения покоя; Δ – деформация, м; P_x – давление движителя

на грунт, Н/м²; K_τ – коэффициент деформации, м.

Используем эту зависимость для вывода формулы касательной силы тяги F_k ведущего колеса при сдвиге грунта почвозацепами.

Из рис. 4 имеем, что $dR = \tau_x dA$, где $dA = br_{np} d\alpha$.

Соответственно, $dF_k = dR \cos \alpha$ и $dG = dR \sin \alpha$.

Таким образом,

$$dF_k = br_{np} f_{ск} P_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta x}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta x}{K_\tau} d\alpha; \quad (14)$$

$$dG = br_{np} f_{ск} P_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta x}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta x}{K_\tau} d\alpha. \quad (15)$$

Поскольку $\Delta x = br_{np} \alpha$, то

$$F_k = \int_0^\alpha br_{np} f_{ск} P_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau}} \right) th \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau} d\alpha; \quad (16)$$

$$G = \int_0^\alpha br_{np} f_{ск} P_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau}} \right) th \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau} d\alpha. \quad (17)$$

Произведем замену переменных. Поскольку

$$d\alpha = \frac{dh}{r_{np} \sin \alpha}; \quad \cos \alpha = \frac{r_{np} - h}{r_{np}};$$

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np} h - h^2}}{r_{np}}; \quad \alpha = \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}},$$

то

$$F_{\kappa} = \int_0^{h_0} br_{np} f_{ck} P_x \frac{r_{np} - h}{\sqrt{2r_{np}h - h^2}} \times \left(1 + \frac{f_{\Pi}}{ch \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}}} \right) \times th \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}} dh; \quad (18)$$

$$G = \int_0^{h_0} br_{np} f_{ck} P_x \times \left(1 + \frac{f_{\Pi}}{ch \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}}} \right) \times th \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}} dh. \quad (19)$$

Решая совместно уравнения (18) и (19), можно определить касательную силу тяги ведущего колеса и глубину колеи.

Как видно из формулы (18), касательная сила тяги эластичного колеса, необходимая для преодоления сил трения, сдвига и среза грунта, зависит от нормальной нагрузки G , действующей на колесо, параметров колеса δ , r , h_r , t , физико-механических свойств грунта f_{ck} , f_{Π} , k_{τ} , k , σ_0 и режима движения (коэффициента буксования δ).

Многочисленными исследованиями установлено, что давление на площади контакта шины с грунтом распределяется неравномерно. Однако в литературе освещаются в основном вопросы, связанные с эпюрами распределения нормального напряжения в грунте под площадью контак-

та. Они позволяют скорее судить о качественных соотношениях распределения давления и не дают количественных закономерностей.

Если принять в первом приближении, что давление p_x распределено равномерно, т. е. $p_x = p_{cp} = G/bL$, то

$$F_{\kappa.cd} = \frac{f_{ck} k_{\tau} b p_{cp}}{\delta} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}} - f_n \left(\frac{1}{ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (20)$$

Подставив в формулу (20) $p_{cp} = G/bL$, получим

$$F_{\kappa.cd} = \frac{f_{ck} k_{\tau} G}{\delta L} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}} - f_n \left(\frac{1}{ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (21)$$

Поскольку $r_{np} \alpha_0 = L_0$ и $L_0 = r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}$ (см. табл. 3 и рис. 3), то

$$F_{\kappa} = \frac{f_{ck} K_{\tau} G}{\delta L_0} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{K_{\tau}} - f_n \left(\frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{ch \frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{K_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (22)$$

Проанализируем зависимость касательной силы тяги ведущего колеса различной размерности от режима качения колеса. Пусть рассматриваемые колеса (см. табл. 2), как и в предыдущем случае, движутся по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности в установившемся режиме. Результаты расчета приведены на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что касательная сила тяги возрастает, пока коэффициент буксования не достигнет определенного

значения, после чего она начинает уменьшаться. Уменьшение касательной силы тяги при большом буксовании объясняется тем, что грунтовые кирпичи срезаются, защемляются между грунтозацепами и вращаются вместе с колесом. Поскольку значения напряжения сдвига при скольжении меньше максимальных (напряжений покоя), следовательно, и касательная сила тяги колеса меньше.

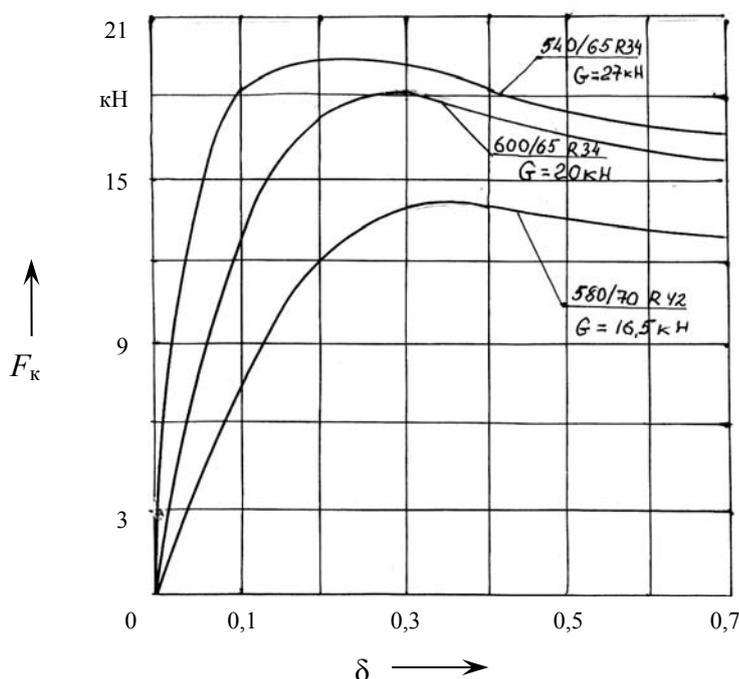


Рис. 6. Зависимость касательной силы тяги от буксования (проход 1)

При этом необходимо уточнить понятие «буксование». Под ним следует понимать взаимодействие движителя трактора с опорной поверхностью, сопровождающееся снижением скорости переносного поступательного движения, изменением касательной силы тяги, обусловленное нестабильностью состояния поверхности и тягового сопротивления агрегируемых машин.

Буксование, при котором развивается максимальная касательная сила тяги, находится в пределах 9...24%. Это довольно близко к экспериментальным дан-

ным. Интересно отметить, что с увеличением нагрузки на колесо максимальная касательная сила тяги развивается при меньшем буксовании. Отсюда вытекает вывод о том, что чем больше нагрузки на колесо, тем меньшее буксование можно допустить. Следовательно, для более тяжелых тракторов допустимое буксование должно быть меньше, чем для легких (исходя из получения максимальных тягово-сцепных качеств).

На рис. 7 приведены расчеты тягово-сцепных качеств F_k , $F_{кр}$, δ и тягового КПД двух моделей тракторов 4К4 и 6К6.

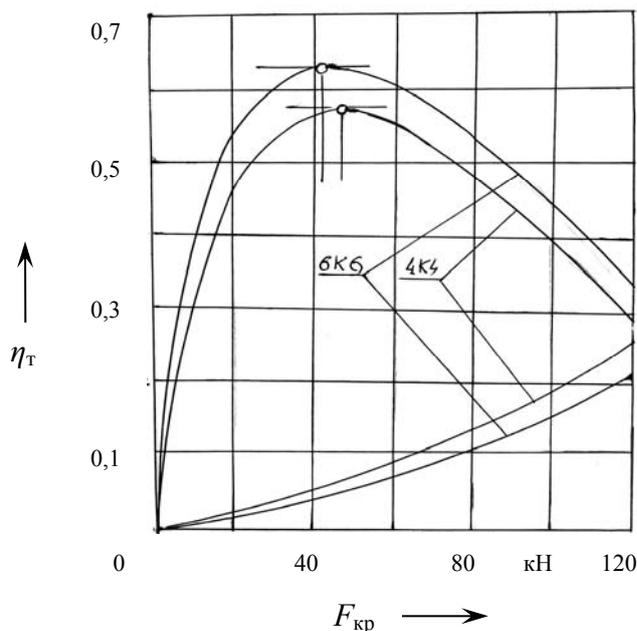


Рис. 7. Тягово-сцепные качества и экономичность моделей 6К6 и 4К4

Из рисунка видно, что модель 6К6 имеет преимущество перед моделью 4К4 как по тягово-сцепным качествам, так и по экономичности δ , η_t .

Заключение

1. Проведенный анализ дает возможность определить тягово-сцепные качества и экономичность различных схем движителей колесных тракторов со всеми ведущими колесами.

2. Тягово-сцепные качества F_k , $F_{кр}$, δ модели 6К6 выше, чем модели 4К4.

Экономичность η_t модели 6К6 также лучше, чем модели 4К4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин, А. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / А. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Беккер, М. Г. Введение в теорию местность – машина : пер. с англ. / М. Г. Беккер. – М. : Машиностроение, 1973. – 376 с.
3. Бидерман, В. А. Автомобильные шины (конструкция, расчет и испытания) / В. А. Бидерман, Р. А. Густицер, С. П. Захаров. – М. : Госхимиздат, 1963. – 354 с.
4. Гуськов, В. В. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. Покровский, Г. И. Трение и сцепление в грунтах / Г. И. Покровский. – М. : Стройиздат, 1941. – 170 с.

ПО «Минский тракторный завод»
Материал поступил 24.01. 2009

A. V. Guskov

Comparison of roadhold characteristics of 5.0 class wheeled tractors with all drive wheels on 4K4 and 6K6 connection candidate of engineering sciences

On the ground of a modern theory of interaction of a wheeled tractor propeller with soil mathematical dependences have been worked out. They make it possible to estimate roadhold characteristics and economy of the tractor while designing. The article gives comparative calculations of the mentioned characteristics for 4K4 and 6K6 5.0 class wheeled tractors.

УДК 625.8

**А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доц., Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов,
Е. В. Кутузова, Е. В. Зезюлина**

ВЛИЯНИЕ НАРАБОТКИ С НАЧАЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

В статье рассматриваются вопросы оценки эффективности использования строительных и дорожных машин (СДМ) с учетом изменения трудоемкости, себестоимости машиночаса $C_{мч}$ и планово-расчетной цены (ПРЦ) в зависимости от их наработки с начала эксплуатации и использования информационных технологий. Предложена методика определения себестоимости машиночаса эксплуатации СДМ с учетом изменений трудоемкости и затрат на поддержание и восстановление их работоспособности.

Одним из основных показателей эффективности использования СДМ являются трудоемкость на поддержание и восстановление их работоспособности, себестоимость машиночаса, которые значительно изменяются в процессе наработки с начала эксплуатации. Эти изменения связаны со снижением годовой наработки из-за увеличения простоев в ремонтах и трудоемкости на поддержание и восстановление работоспособности СДМ. Потери времени на техническое обслуживание (ТО) и ремонты составляют 5–30 % годового фонда рабочего времени. Меньшее значение соответствует новой машине (наработка до 2000 моточасов), большее соответствует наработке, превышающей 0,5 ее ресурса. При этом трудоемкость и потребность в запчастях на поддержание и восстановление работоспособности на 1000 моточасов изменяется в 5–6 раз в процессе ее наработки с начала эксплуатации [5]. В соответствии с используемой методикой [1] себестоимость машиночаса СДМ не учитывает этих изменений и определяется по формуле

$$C_{мч} = Z_{зп} + Z_{эн} + Z_{ос} + Z_{пб} + Z_a + Z_{тор},$$

где $Z_{зп}$ – заработная плата машинистов, р./маш.-ч; $Z_{эн}$ – затраты на энергоносители и смазочные материалы, р./маш.-ч; $Z_{ос}$ – затраты на сменную оснастку, р./маш.-ч; $Z_{пб}$ – затраты на перебазирование, р./маш.-ч; Z_a – амортизационные отчисления, р./маш.-ч; $Z_{тор}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонты, р./маш.-ч.

Все составляющие себестоимости 1 маш.-ч этой зависимости можно представить двумя подгруппами: первая включает составляющие $Z_{зп}$, $Z_{эн}$, $Z_{ос}$, $Z_{пб}$, которые, как правило, не изменяются в процессе увеличения наработки машины; вторая, соответственно, Z_a , $Z_{тор}$, изменяющиеся с ростом наработки машины.

Составляющие $C_{мч}$ первой подгруппы можно определять в соответствии с [1], а Z_a и $Z_{тор}$ вычислять с учетом наработки машины с начала эксплуатации.

Сумма годовых амортизационных отчислений $Z_{га}$ определяется по известной методике по формуле

$$Z_{га} = \frac{C \cdot N_a}{100} \cdot K_{ин},$$

где C – балансовая стоимость техники с учетом переоценок, р.; N_a – норма амортизационных отчислений, %; $K_{ин}$ – коэффициент изменения нормы амортизационных отчислений в зависимости от условий эксплуатации, режимов работы и других условий (ускоренная или замедленная амортизация).

Амортизационные отчисления на 1 маш.-ч рабочего времени определяются с учетом количества часов рабочего времени $T_ч$ в год или сезон:

$$Z_a = \frac{Z_{га}}{T_ч},$$

Годовое количество рабочего времени с учетом процесса старения СДМ можно определять по формуле

$$T_{\text{ч}} = D \cdot K_{\text{см}} \cdot T_{\text{см}},$$

где $K_{\text{см}}$ – коэффициент сменности; $T_{\text{см}}$ – продолжительность смены, ч; D – количество рабочих суток в году.

Количество рабочих суток в году определяется исключением из календарного времени года числа суток перерывов и простоев машины по всем причинам:

$$D = D_{\text{к}} - (D_{\text{в}} + D_{\text{пб}} + D_{\text{м}} + D_{\text{н}} + D_{\text{о}} + D_{\text{рем}} + B_{\text{к}}),$$

где $D_{\text{к}}$ – количество календарных дней в году; $D_{\text{в}}$ – количество выходных и праздничных дней; $D_{\text{пб}}$ – количество дней на перебазирование, монтаж и демонтаж СДМ; $D_{\text{м}}$ – количество дней перерывов по неблагоприятным метеоусловиям; $D_{\text{н}}$ – количество дней непредвиденных перерывов в работе машин; $D_{\text{о}}$ – количество дней, затраченное на ожидания ремонта, доставку на ремонтное предприятие и обратно; $D_{\text{рем}}$ – количество дней нахождения СДМ в технических обслуживаниях и текущих ремонтах (ТР); $B_{\text{к}}$ – количество дней нахождения машины в капитальном ремонте (КР), включается только в год его проведения.

Количество суток перерывов и простоев по всем видам $D_{\text{п}}$, кроме $D_{\text{рем}}$, не зависит от наработки и определяется по известной методике [1–3].

Простой СДМ в технических обслуживаниях и текущих ремонтах предлагается определить по формуле

$$D_{\text{рем}} = (D_{\text{к}} - D_{\text{п}}) \cdot (1 - K_{\text{ти}}) \cdot K_{\text{п}},$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перехода сменного рабочего времени к моточасам, определяется статистической обработкой внутрисменного использования машины по времени; $K_{\text{ти}}$ – коэффициент технического использования, определяется с учетом наработки СДМ с начала эксплуатации по методике, изложенной ранее [4, 5].

Затраты на ТО, текущий и капитальный ремонты определяются по формуле

$$Z_{\text{тор}} = K_{\text{ц}} \cdot (Z_{\text{зар}} + Z_{\text{мат}} + Z_{\text{прм}}) + Z_{\text{к}},$$

где $K_{\text{ц}}$ – коэффициент цеховых затрат при производстве ТО и текущего ремонта, $K_{\text{ц}} = 1,1$; $Z_{\text{зар}}$ – заработная плата рабочих, занятых ТО и текущим ремонтом, р./маш.-ч; $Z_{\text{мат}}$ – затраты на запасные части, ремонтные материалы и энергоносители, р./маш.-ч; $Z_{\text{прм}}$ – затраты на эксплуатацию передвижной ремонтной мастерской (ПРМ) при проведении ТО и ремонта на объекте, р./маш.-ч; $Z_{\text{к}}$ – затраты на капитальный ремонт, р./маш.-ч.

Затраты на заработную плату определяются трудоемкостью работ и средним тарифным разрядом ремонтных рабочих:

$$Z_{\text{зар}} = T_{\text{р тор}} \cdot \frac{C_{\text{млр}} \cdot K_{\text{ттор}}}{T_{\text{мрв}}} \cdot K_{\text{пр}},$$

где $T_{\text{р тор}}$ – трудоемкость работ на технические обслуживания и текущие ремонты, чел.-ч; $C_{\text{млр}}$ – месячная тарифная ставка первого разряда, действующая в организации, р.; $K_{\text{ттор}}$ – тарифный коэффициент ремонтных рабочих; $T_{\text{мрв}}$ – среднемесячное рабочее время, ч; $K_{\text{пр}}$ – коэффициент премиальных доплат.

Трудоемкость и стоимость запасных частей для поддержания и восстановления работоспособности машин в планируемом году определяются по карточке учета их эксплуатации. При отсутствии этой информации суммарная трудоемкость ТО, текущего ремонта и сезонного обслуживания (СО) рассчитывается по формуле

$$T_{\text{р тор}} = \left(\frac{K_{\text{то1}} \cdot T_{\text{р то1}} + K_{\text{то2}} \cdot T_{\text{р то2}} + K_{\text{т}} \cdot T_{\text{р т}}}{T_{\text{к}}} + \frac{2 \cdot T_{\text{р со}}}{T_{\text{ч}} \cdot K_{\text{п}}} \right) \cdot \frac{K'_{\text{ти}}}{K_{\text{ти}}},$$

где $K_{\text{то1}}$, $K_{\text{то2}}$, $K_{\text{т}}$ – количество ТО–1, ТО–2 и текущего ремонта в межремонтном цикле соответственно; $T_{\text{р то1}}$, $T_{\text{р то2}}$, $T_{\text{р т}}$, $T_{\text{р со}}$ – нормативная трудоемкость ТО-1, ТО-2, Т, СО, чел.-ч; $T_{\text{к}}$ – пе-

риодичности проведения капитального ремонта, моточас; $K'_{ти}$ – среднее значение коэффициента технического использования:

$$K'_{ти} = \frac{T_k}{T_k + K_{то1} \cdot V_{то1} + K_{то2} \cdot V_{то2} + K_T \cdot V_T},$$

где $V_{то1}$, $V_{то2}$, V_T – продолжительность проведения ТО–1, ТО–2 и Т соответственно, ч.

Затраты на запасные части и ремонтные материалы определяются по формуле

$$Z_{мат} = Z_{тзар} \cdot K_{мат} \cdot I_{и} \cdot K_T,$$

где $K_{мат}$ – коэффициент перехода от основной заработной платы ремонтных рабочих к стоимости запасных частей и ремонтных материалов; $I_{и}$ – индекс перехода к текущим ценам; K_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (принимается в размере 1,07, т. е. 7 %).

С учетом себестоимости машиночаса планово-расчетная цена (ПРЦ) определяется в соответствии с методикой [1] по формуле

$$ПРЦ = C_{мч} + N_p + П_n + П_з + N,$$

где N_p – накладные расходы; $П_n$ – плановые накопления; $П_з$ – прочие затраты; N – налоги и отчисления.

Накладные расходы определяются по формуле

$$N_p = Z_b \cdot \frac{K_{нр}}{100} \cdot I_{нр} \cdot 0,996,$$

где Z_b – зарплата в базовом году, р.; $K_{нр}$ – процент начисления накладных расходов от заработной платы; $I_{нр}$ – индекс роста накладных расходов по отношению к базовому году (нормативные документы).

Заработная плата в накладных расходах определяется по формуле

$$ЗП_{нр} = N_p \cdot \frac{K_{зпн}}{100},$$

где $K_{зпн}$ – процент заработной платы в накладных расходах.

Плановые накопления определяются по формуле

$$П_n = Z_b \cdot \frac{K_{пн}}{100} \cdot I_{пн} \cdot 0,96,$$

где $K_{пн}$ – процент начисления плановых накоплений от заработной платы, $K_{пн} = 150,53$ %; $I_{пн}$ – индекс роста плановых накоплений по отношению к базовому году (нормативные документы).

Заработная плата в плановых накоплениях определяется по формуле

$$ЗП_{пн} = П_n \cdot \frac{K_{зпн}}{100},$$

где $K_{зпн}$ – процент заработной платы в плановых накоплениях.

Прочие затраты определяются по формуле

$$П_з = D_{от} + V_{л} + C_{нс},$$

где $D_{от}$ – дополнительные отпуска, р.; $V_{л}$ – выслуга лет, р.; $C_{нс}$ – обязательное страхование от несчастных случаев, р.

Начисления дополнительного отпуска определяются по формуле

$$D_{от} = З_{зп} \cdot \frac{K_{до}}{100},$$

где $З_{зп}$ – заработная плата машинистов; $K_{до}$ – процент начисления дополнительного отпуска.

Выплаты за выслугу лет определяются по формуле

$$V_{л} = З_{зп} \cdot \frac{K_{вл}}{100},$$

где $З_{зп}$ – заработная плата машинистов; $K_{вл}$ – процент начисления выплат за выслугу лет.

Обязательное страхование от несчастных случаев определяется по формуле

$$C_{нс} = (З_{зп} + З_{тзар} + З_{кзар} + З_{зпнб} + ЗП_{нр} + ЗП_{пн}) \cdot \frac{K_{ос}}{100},$$

где $З_{зп}$ – заработная плата машинистов; $З_{тзар}$ – заработная плата рабочих, занятых ТО и ТР, р./маш.-ч; $З_{кзар}$ – заработная плата рабочих, занятых КР, р./маш.-ч;

$Z_{зппб}$ – заработная плата машиниста техники за время перебазирования, р.; $Z_{пнр}$ – заработная плата в накладных расходах; $Z_{пнн}$ – заработная плата в плановых накоплениях; $K_{ос}$ – процент начисления обязательного страхования от несчастных случаев.

В плано-расчетную цену 1 маш.-ч эксплуатации строительных машин включаются все виды налогов, действующих в Республике Беларусь, согласно нормативным документам. Налоги и отчисления определяются по формуле

$$H = \mathcal{E}_n + I_\phi + C_{им} + C_{соц} + H_{сх},$$

где \mathcal{E}_n – экологический налог, р.; I_ϕ – отчисления в инновационный фонд, р.; $C_{им}$ – обязательное страхование имущества, р.; $C_{соц}$ – отчисления на социальное страхование, р.; $H_{сх}$ – с.-х. налог, р.

Отчисления в инновационный фонд определяются по формуле

$$I_\phi = (C_{мч} + H_p + P_n) \cdot \frac{K_{иф}}{100},$$

где H_p – накладные расходы; P_n – плановые накопления; $K_{иф}$ – процент выплат в инновационный фонд.

Отчисления на социальное страхование определяются по формуле

$$C_{соц} = (Z_{зп} + Z_{тзар} + Z_{кзар} + Z_{зппб}) \cdot \frac{K_{сс}}{100},$$

где $K_{сс}$ – процент начисления на социальное страхование.

Сельскохозяйственный налог определяется по формуле

$$H_{сх} = (Z_{зп} + Z_{тзар} + Z_{кзар} + Z_{зппб}) \cdot \frac{K_{сх}}{100},$$

где $K_{сх}$ – процент начисления с.-х. налога.

Плано-расчетная цена машиночаса с налогами определяется по формуле

$$ПРЦ_n = ПРЦ + E_n + НДС,$$

где E_n – единый платёж в местные и республиканские фонды:

$$E_n = ПРЦ \cdot \frac{K_{еп}}{100 - K_{еп}},$$

где $K_{еп}$ – процент начисления единого платежа.

НДС определяется по формуле

$$НДС = (ПРЦ + E_n) \cdot \frac{K_{ндс}}{100},$$

где $K_{ндс}$ – процент начисления НДС.

Определение $C_{мч}$ и ПРЦ для каждой машины парка с использованием информационных технологий возможно в соответствии с предложенным алгоритмом (рис. 1). В основу его создания положены предложения авторов и существующая методика определения $C_{мч}$ и ПРЦ. Алгоритм реализован с использованием языка программирования Delphi с определением $C_{мч}$ и ПРЦ с учетом и без учета старения СДМ.

На рис. 1 приняты следующие обозначения: H_ϕ – наработки с начала эксплуатации или после капитального ремонта; A_1 и A_2 – эмпирические коэффициенты для каждого типа машины; $K_{тм}$ – тарифный коэффициент машинистов, управляющих строительной техникой; R_m – число машинистов, управляющих строительной техникой; $K_{со}$ – коэффициент перехода от стоимости топлива к стоимости смазочных материалов; $Z_{эд}$, $Z_{ээ}$, $Z_{эг}$, $Z_{эб}$ – затраты на энергоносители на 1 маш.-ч для машин, работающих на дизельном топливе, для техники с электродвигателями, для техники, использующей газ, с бензиновым двигателем соответственно, р.; L – среднее расстояние перебазирования до объекта, км; $H_{двд}$ – линейная норма расхода дизельного топлива при движении на 100 км (самходные машины), л; $T_{дв}$ – время, затраченное механизмом на перебазировку, ч; $H_{эд}$ – норма расхода дизельного топлива, л/единицу времени работы машины под нагрузкой; Π_d – цена дизельного топлива, р./л; $K_{общ}$ – суммарный коэффициент, учитывающий изменение норм расхода топлива; $\Pi_э$ – тариф 1 кВт·ч электроэнергии с учетом валютного коэффициента, р./кВт·ч; n – число электродвигателей;

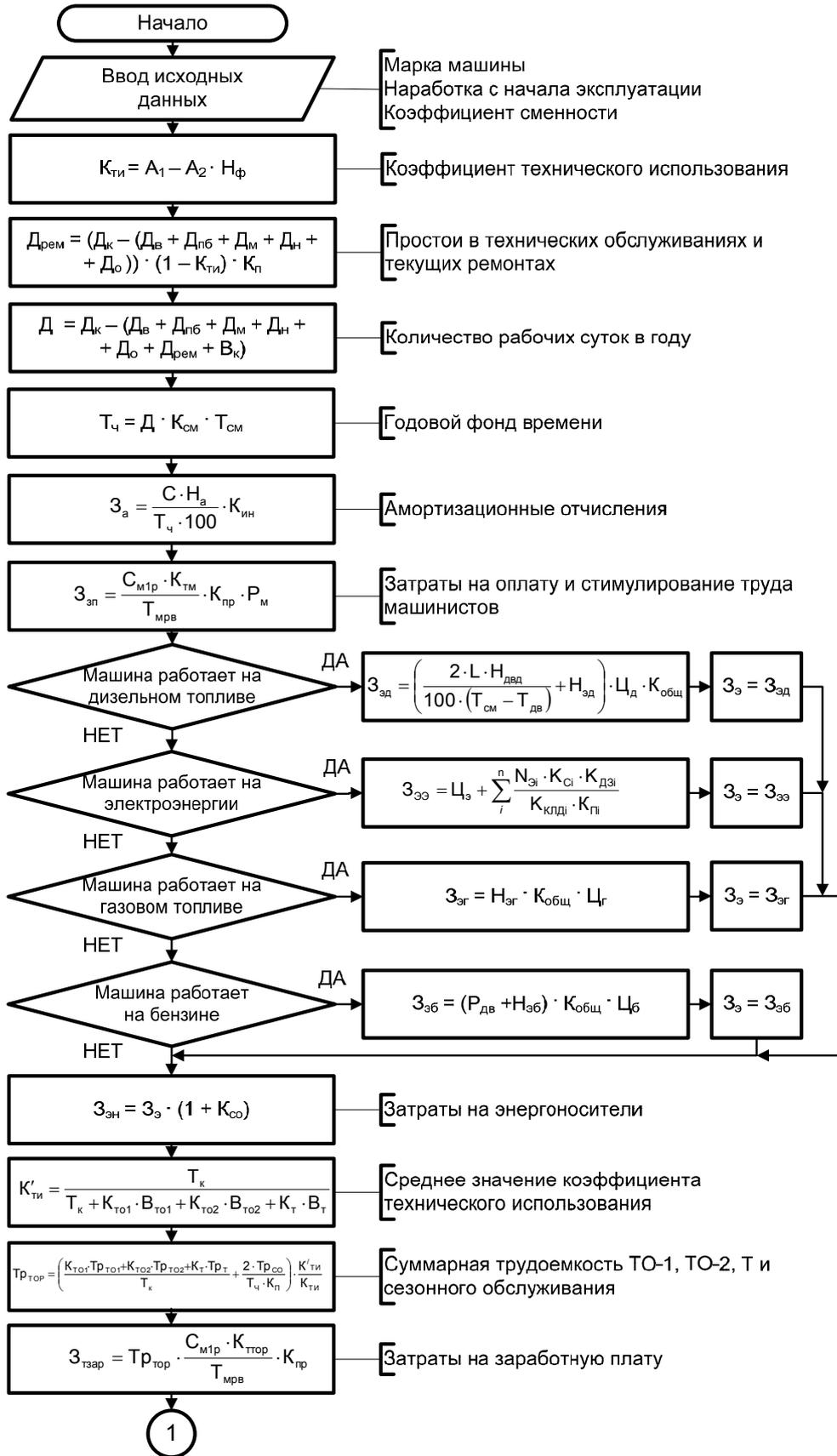
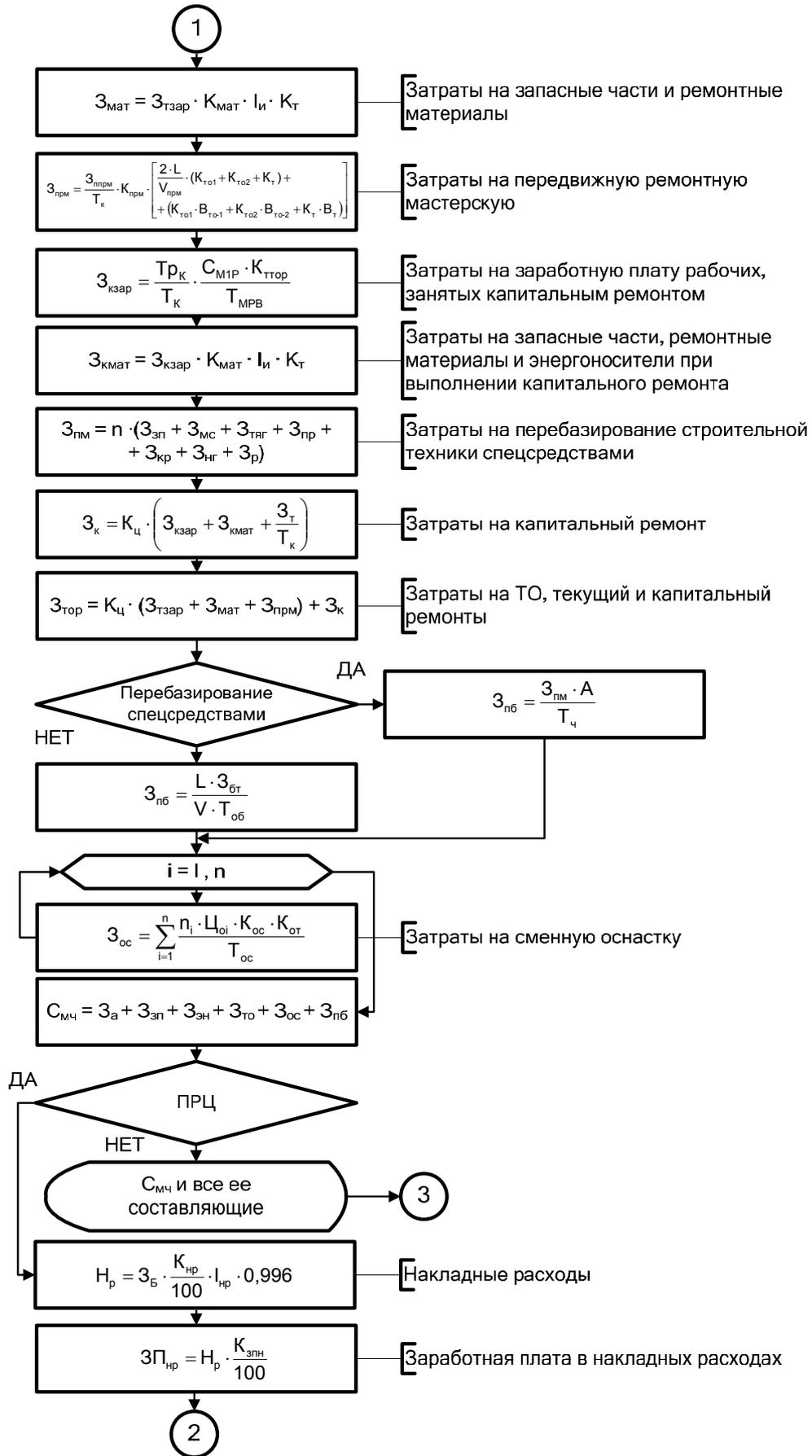
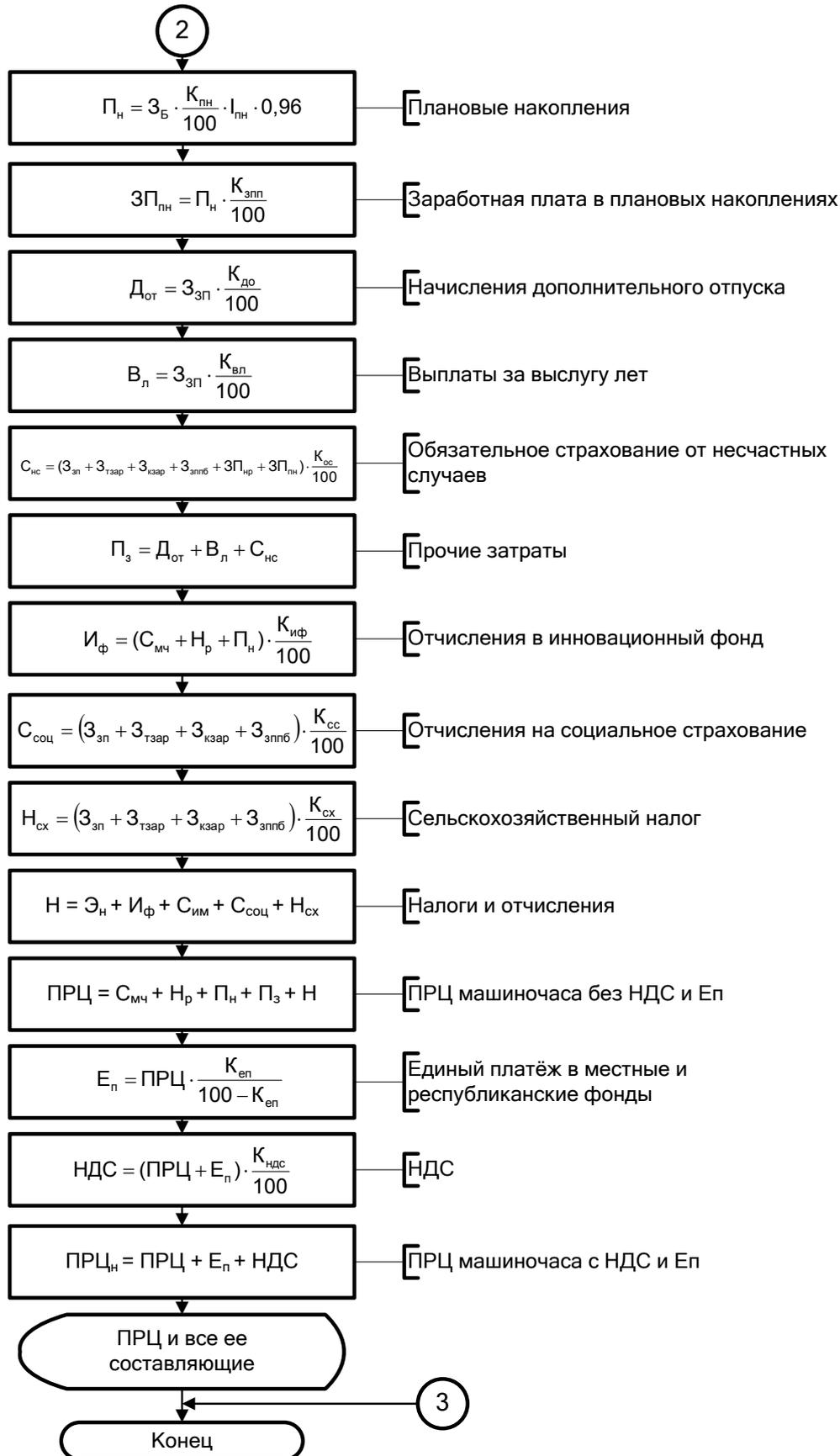


Рис. 1. Алгоритм определения себестоимости и ПРЦ машиночаса СДМ с учетом их наработки с начала эксплуатации



Продолжение рис. 1



Окончание рис. 1

$N_{эi}$ – номинальная мощность каждого двигателя (паспортные данные), кВт; $K_{сi}$ – коэффициент нагрузки электродвигателя; $K_{дзи}$ – коэффициент дополнительных затрат (освещение рабочих мест, сигнализация); $K_{кпдi}$ – КПД электродвигателя по паспорту; $K_{пi}$ – поправочный коэффициент на КПД, $K_{пi} = 0,9-0,95$; $N_{эг}$ – норма расхода газа на 1 маш.-ч, л; $Ц_{г}$ – цена газа на день разработки, р./л; $P_{дв}$ – расход бензина при перебазировке самоходной техники, приходившийся на 1 маш.-ч работы, л/маш.-ч; $N_{б}$ – норма расхода бензина на 1 маш.-ч в летнее время, л; $Ц_{б}$ – цена бензина соответствующей марки на день разработки, р./л; $V_{прм}$ – средняя скорость движения машины технической помощи, км/ч; $Z_{зар}$ – заработная плата рабочих, занятых капитальным ремонтом, р./маш.-ч; $Z_{мат}$ – затраты на запасные части, ремонтные материалы и энергоносители, р./маш.-ч; $Z_{т}$ – затраты на транспортировку техники в капремонт, р.; $Tr_{к}$ – нормативная трудоемкость капремонта, чел.-ч; n_i – количество сменной оснастки данного вида на машине, м (шт.); $Ц_{oi}$ – цена соответствующей единицы сменной оснастки, р.; $K_{ос}$ – коэффициент, учитывающий затраты на доставку сменной оснастки, $K_{ос} = 1,07$; $K_{от}$ – коэффициент, учитывающий затраты на установку сменной оснастки, $K_{от} = 1,02$; $T_{ос}$ – нормативный срок службы сменной оснастки; $Z_{от}$ – прямые затраты перебазируемой машины без затрат на энергоносители и сопутствующие материалы, р./маш.-ч; V – средняя скорость передви-

жения самоходных машин, км/ч; $T_{об}$ – время эксплуатации строительной машины на объекте в течение суток, маш.-ч; $Z_{пм}$ – затраты на перебазирование строительной техники спецсредствами, р.; A – среднестатистическое количество перебазирования техники в год по данным предшествующих лет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические рекомендации по разработке плано-расчетных цен на работу машин и механизмов при производстве строительного-монтажных работ. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва, 2000. – 70 с.
2. Механизация строительства. Годовые режимы работы строительных машин. МДС. 12–13–2003. – М. : ГУП ЦПП, 2003. – 16 с.
3. **Вавилов, А. В.** Экономическое проектирование технологических машин строительного комплекса : монография / А. В. Вавилов, Д. В. Маров, А. Я. Котлобай ; под общ. ред. А. В. Вавилова. – Минск : Стринко, 2003. – 102 с.
4. **Максименко, А. Н.** Определение планируемого годового режима строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Васильев // Грузовик &. – 2006. – № 4. – С. 52–54.
5. Планирование строительного производства с учетом наработки применяемых машин и использованием информационных технологий / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2007. – № 2 (11). – С. 42–49.
6. Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.

Белорусско-Российский университет
Белорусский государственный университет
Материал поступил 15.12.2008

**A. N. Maksimenko, D. Y. Makazarija,
V. V. Kutuzov, E. V. Kutuzova, E. V. Zezjulina**
**Influence of the operating time from the
beginning of operation of building and
road machines on parameters of efficiency
of their use**

Questions of estimation of building and road machine use efficiency are considered in the article taking into consideration change of labour input, the cost price of operation hour and the scheduled - calculated price depending on their operating time from the beginning of operation and use of information technologies. The technique of the cost price estimation of machine hour of operation of machines is offered in the paper. Labour input changes and expenses for maintenance and restoration of their serviceability have been taken into account.

УДК 004.8:629.3

С. А. Рынкевич, канд. техн. наук, доц.**НОВЫЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Представлены основные проблемы автоматизации, возникающие при управлении и анализе технического состояния механизмов мобильных машин. Отмечены недостатки традиционных методов диагностирования. Рассмотрены новые методы диагностирования сложных технических объектов, основанные на применении теории искусственного интеллекта, нечеткой логики и нейронных сетей. Эти методы адаптированы к задачам диагностирования гидромеханических передач мобильных машин и нашли применение на предприятиях автомобилестроения Республики Беларусь.

Введение

В процессе управления мобильными машинами (ММ) непрерывно решаются задачи определения технического состояния их механизмов, т. е. задачи диагностирования, контроля, прогнозирования. С появлением средств бортовой микроэлектроники, обладающих колоссальными возможностями, вопросы обеспечения автоматизации процессов диагностирования приобретают особую актуальность. И здесь первоочередной задачей является совершенствование соответствующего научного направления и его теоретического аппарата [1, 2].

Наука под названием «техническая диагностика» направлена на исследование текущего состояния объектов диагностирования и форм его проявления во времени, на разработку методов его определения и принципов построения систем диагностирования. Поэтому диагностирование должно учитывать различие в формах проявления технического состояния объектов, целесообразность использования тех или иных методов определения работоспособности и поиска неисправности и особенности технической реализации средств диагностирования.

Так как в состав объектов диагностирования (ОД) входят системы автоматического управления (САУ) механизмами ММ, то задачи технического диагностирования имеют непосредственную связь с задачами теории управления и с методами, используемыми для их описа-

ния и анализа, что и определяет специфику исследований САУ как объекта технического диагностирования.

Принятые принципы представления математических моделей не противоречат методам получения рациональных программ определения работоспособности и поиска дефекта, широко представленным в различных публикациях. В основе этих методов лежит представление оператора перехода в виде таблицы состояний, характеризуемых символами 0 и 1. Определение условий работоспособности САУ и выбор параметров, изменение которых приводит к отказу САУ, традиционно осуществляются несколькими методами: графоаналитическим, с помощью ЭВМ, комбинированным.

В зависимости от необходимой точности анализа, способа контроля и применяемых средств вычисления при исследовании ОД используют метод корневых траекторий, методы частотного анализа, метод, основанный на использовании квадратурных формул приближения, метод чувствительности.

Частотные методы анализа моделей базируются на положениях теории автоматического управления (ТАУ) и предполагают использование частотных характеристик для определения предельных значений (границ устойчивости) работоспособности САУ, а также определение весовых соотношений контролируемых параметров. При исполь-

зовании метода чувствительности численное исследование параметрической модели ОД во всем диапазоне возможных значений его параметров заменяется анализом функций чувствительности, являющихся решением специальных уравнений в частных производных. Определение относительных весов контролируемых параметров, показывающих глубину поиска дефекта, а при алгоритмизации поиска дефектов – рациональную его последовательность для простейших одноконтурных и одномерных САУ, не требует особых методических приемов и выполняется в соответствии с принятыми в теории и практике анализа автоматических систем методами.

Основные трудности при диагностировании сложных объектов

Исследованием проблем диагностирования механизмов ММ, разработкой теоретических вопросов технического диагностирования занимались многие ученые. Однако методы, используемые большинством авторов, имеют ряд ограничений, так как предназначены для решения частных вопросов и не позволяют учитывать многообразие параметров, условий и ситуаций, которые имеют место при эксплуатации ММ. Неопределенность и нечеткость условий функционирования объектов автоматизации вносят огромные трудности в процесс обработки и анализа огромной информации и не позволяют осуществлять управление этими объектами, контроль их механизмов, защиту и другие функции по однозначным характеристикам, получаемым традиционно известными методами. Поскольку при автоматизации нужно учитывать такое огромное количество факторов, то полностью решить проблему детерминированными методами ТАУ невозможно. Во-первых, весьма затруднено диагностирование объекта в режиме реального времени. Во-вторых, и это главное, надо отметить сложность самой проблемы технического диагностирования, поскольку на сего-

дняшний день создать некий эффективный универсальный метод, учитывающий отмеченное многообразие всевозможных обстоятельств, просто невозможно.

Опубликованные работы по диагностированию мобильных машин носят узколокальный характер. Они посвящены использованию методов оценки технического состояния отдельных механизмов преимущественно стационарными или переносными техническими средствами. При этом отсутствует системный теоретический подход к проблеме диагностирования мобильных машин, не разработаны методологические вопросы технического диагностирования на основе современных средств и новых технологий. Кроме того, большинство работ посвящены косвенным методам исследования. Применение прямых методов в инженерной практике при решении задач диагностирования сдерживается сложностью математического описания и анализа внутренних динамических процессов в объекте, что ставит проблему дальнейшего развития и совершенствования методов технического диагностирования. Совершенно очевидно, что для решения отмеченных проблем необходимы новые подходы, пути и методы, отличные от классических. Эти пути и методы должны быть, во-первых, концептуально обоснованы, во-вторых, должны основываться на фундаментальных теоретических разработках и соответствующем математическом аппарате.

Современный этап развития техники характеризуется широким внедрением в системы управления микроэлектроники, позволяющей обеспечить комплексную автоматизацию машин и технических комплексов. Автоматические устройства в этом случае способны выполнять одновременно множество функций. Анализ состояния проблемы автоматизации ММ показывает, что классическая теория автоматического управления не дает возможности учета всего

разнообразия условий функционирования объекта, а эффективность автоматизации управления и диагностирования на ее научных принципах оказывается гораздо ниже ожидаемой.

Характерной особенностью диагностируемых объектов является неопределенность происходящих при их эксплуатации процессов, непредсказуемое поведение диагностических параметров, множество ситуаций и режимов, неполнота и ограниченность информации.

В этой связи возникает важная задача: собрать побольше диагностической информации и затем быстро и качественно ее обработать. С появлением современных средств сбора и представления информации, а также благодаря колоссальным возможностям бортовой микроэлектроники появились хорошие предпосылки для осуществления диагностирования на качественно новом уровне.

Современные методы диагностирования тесно «работают» с такой формой информации, как *научное знание*, поскольку она дает реальные предпосылки и является *основой* для постановки правильного и точного технического диагноза.

Существует два основных метода приобретения научных знаний: *теоретический и экспериментальный*. Они широко используются в диагностировании.

Теоретический метод основан на проведении комплекса аналитических процедур, теоретических экспериментах на имитационных моделях, использовании математического аппарата, анализе теоретических данных и т. д.

В экспериментальном методе знания для установки технического диагноза составляют испытания объекта (полунатурные, стендовые, эксплуатационные, ходовые). Естественно, далее эти сведения, полученные в виде осциллограмм, графиков, таблиц, фотографий и т. д., обрабатываются на основе математического аппарата или с помощью визуальных оценок и сравнительного анализа.

Теоретический и экспериментальный методы в равной мере используются в ме-

тодах диагностирования. Эти методы разделяются на два больших класса, которые рассмотрены ниже.

Традиционные методы диагностирования и их ограничения

Традиционные методы подробно описаны в [2].

Несмотря на большое разнообразие и широкие возможности традиционно используемых методов диагностирования, им присущ ряд недостатков. Основные недостатки и ограничения этих методов следующие:

- сложность при оценке технического состояния по измеренным параметрам;
- значительная трудоемкость проводимых в процессе диагностирования работ;
- несовершенство методов и средств диагностирования;
- ограниченные функциональные возможности традиционных средств диагностирования;
- низкая оперативность традиционных методов диагностирования;
- невысокая точность при постановке технического диагноза;
- низкая достоверность диагностирования [2].

Новые методы диагностирования

С использованием ТИИ автором впервые разработаны новые методы диагностирования, отличающиеся большим быстродействием и высокой точностью постановки диагноза.

Метод диагностирования, основанный на нечеткой логике. Эксплуатация объектов и механизмов ММ происходит в среде нечеткости, ограниченности, размытости, неполноте информации об изменении параметров. Значит, для решения задач диагностирования нужно использовать соответствующий математический аппарат. Этим аппаратом является раздел ТИИ, именуемый *нечеткой логикой* [1].

Автором разработан уникальный метод диагностирования, основанный на нечеткой логике. Он сводится к следующему.

Для получения информации, необходимой для формирования продукционных правил нечеткой логики, строят функциональные зависимости одних диагностических параметров от других вида

$$d_k = f(d_l); \quad k, l = \overline{1, m}; \quad k \neq l, \quad (1)$$

где d_k, d_l – диагностические параметры; m – их количество.

Эти зависимости позволяют выявить влияние одних диагностических параметров

на другие.

Ряд подобных зависимостей получен автором в [3]. Данные графики наиболее эффективны с точки зрения экспертной базы знаний. Например, графики на рис. 1 показывают, что с увеличением давления жидкости (p_{y2} и p_{y4}) утечки в гидроцилиндрах Q_1^* и Q_2^* возрастают примерно по экспоненциальному закону. Такие графики средствами нечеткой логики воспроизводятся (путем составления функций принадлежности и продукционных правил) довольно легко.

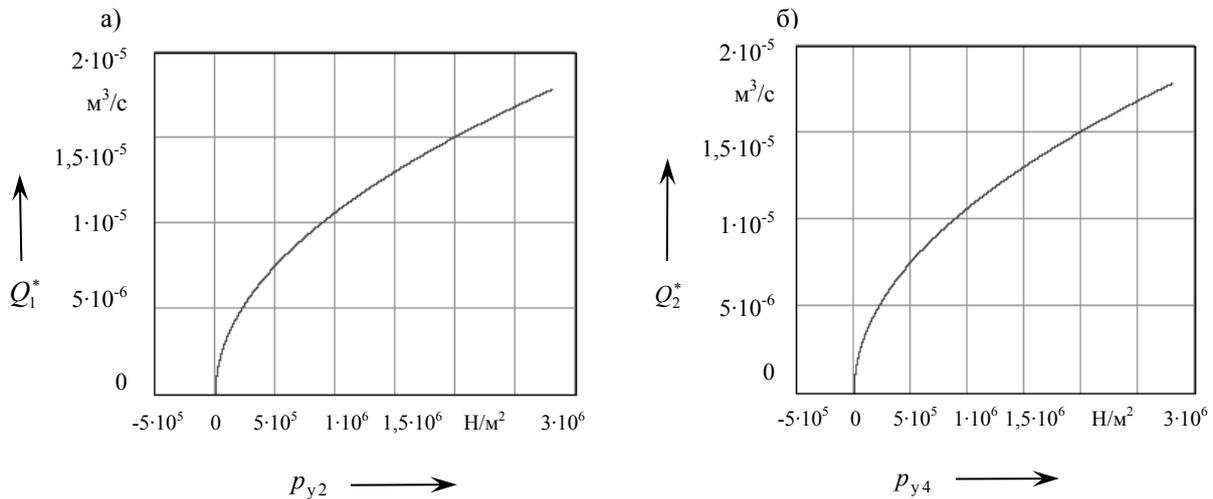


Рис. 1. Функциональные зависимости между диагностическими параметрами

С целью оценки влияния диагностических параметров на характеристики механизмов и элементов объекта диагностирования получают зависимости вида

$$y_j = f(d_k); \quad j = \overline{1, n}; \quad k = \overline{1, m}, \quad (2)$$

где y_j – характеристики объекта; n – количество характеристик.

Далее строится экспертная система, предназначенная для определения характера и степени неисправностей гидропривода ГМП [3].

Этапы проведения технической

идентификации ГМП, включающие комплекс научно-технических и исследовательских работ на стендах и лабораториях автомобильных заводов, показаны на рис. 2.

Метод диагностирования, основанный на нейронечеткой идентификации. Сущность метода в следующем. Анализ причин возникновения переходных режимов работы механизмов АТС основан на оценке соотношений между изменениями параметров векторов входа \vec{X} и выхода \vec{Y} некоторой системы.

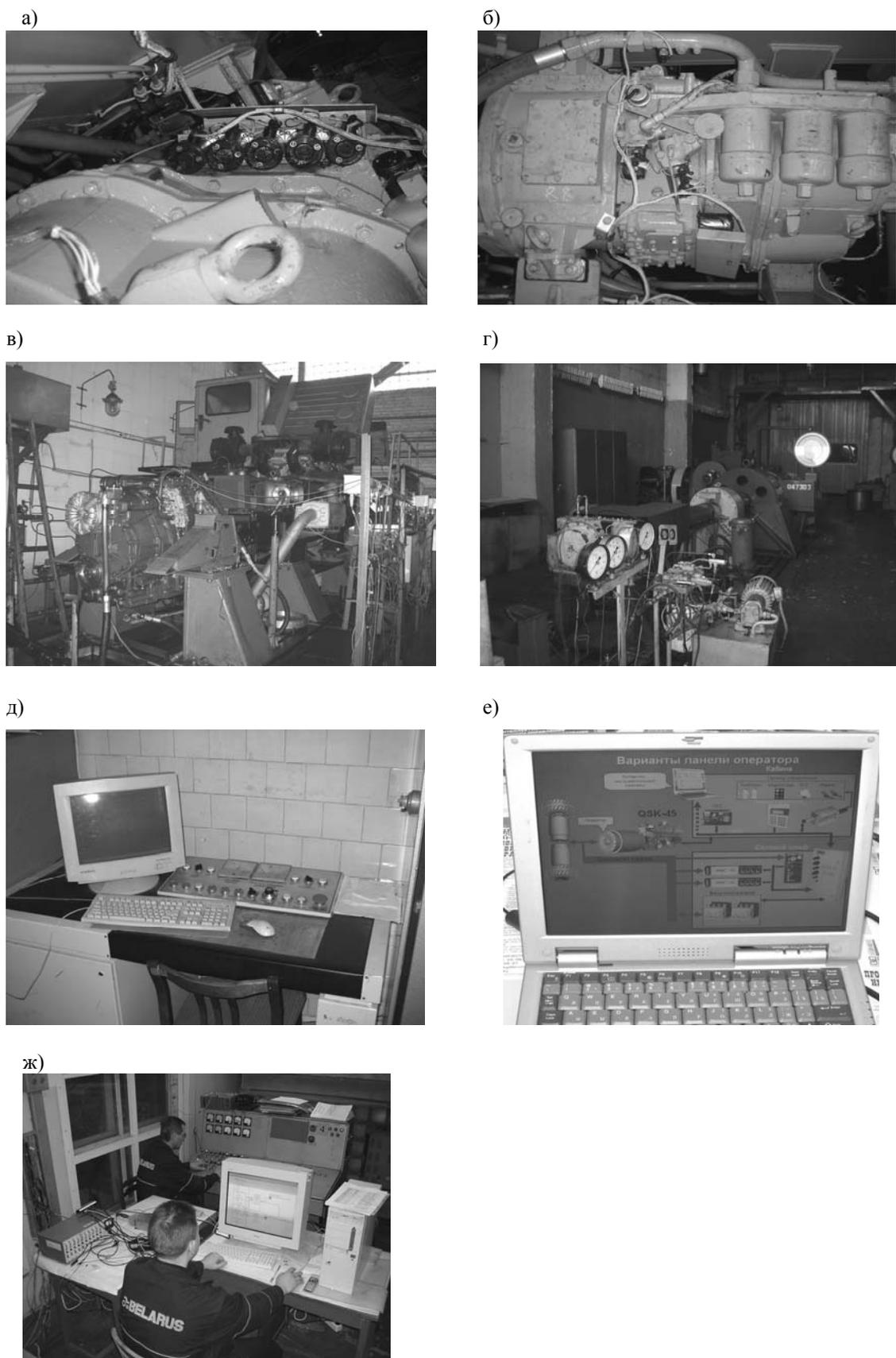


Рис. 2. Этапы идентификации технического состояния ГМП: а, б – оснащение датчиками и измерительной аппаратурой ГМП; в, г – проведение экспериментальных исследований на заводских стендах и получение характеристик; д, ж – подключение экспертной интеллектуальной системы к ГМП и получение технического диагноза экспертом на мониторе (е)

Нейронечеткая сеть идентифицирует конкретные неисправности объекта при условии, что она была предварительно обучена распознавать тот или иной отказ либо неисправность. Для обучения используются классические математические принципы обучения нейронных или нейронечетких сетей. Метод содержит несколько этапов.

Этап 1. Сбор экспертной информации по отказам и неисправностям и формирование базы знаний. На данном этапе на основе экспериментальных данных, заключений экспертов и посредством других достоверных источников информации формируется база знаний. Она представляет собой совокупность обучающих выборок, характеризующих признаки и проявления неисправностей; эти выборки в дальнейшем подаются на вход нейронечеткой сети.

Итак, ставится задача определения технического состояния элементов гидромеханической передачи (ГМП) грузового автомобиля, который эксплуатируется в условиях автомобильного хозяйства. Исходная информация о функционировании ГМП, поведении ее параметров, возможных неисправностях и причинах их возникновения формируется в виде экспертной базы знаний на основе достоверных данных, полученных от различных источников. В качестве дополнительных источников формирования базы знаний могут служить результаты экспериментальных

исследований в стендовых условиях и в процессе ходовых испытаний, а также статистические данные по отказам, полученные из автохозяйств, где эксплуатируются данные машины.

Сформированная база знаний используется при обучении нейронечетких сетей для распознавания неисправностей. Количество продукционных правил подобной базы знаний составляет несколько десятков для описания технического состояния отдельного механизма или несколько сотен для машины в целом.

Этап 2. Создание нейронечеткой модели. Нейронечеткая модель образуется на математической основе теории нейронных сетей и средств нечеткой логики (рис. 3). Входами сети служат информационные переменные \tilde{X} (диагностические параметры), описанные функциями принадлежности \tilde{a}_{ij} , $i = \overline{1, N}$, $j = \overline{1, M}$ (N – число информационных переменных, M – лингвистических переменных по каждому параметру). В качестве выхода сети – вектора \tilde{Y}_i – выступают различные критерии, определяющие показатели эффективности, качества и безопасности функционирования механизмов гидромеханической передачи автомобиля (КПД, вибрации, пульсации давления, утечки и т. д.).

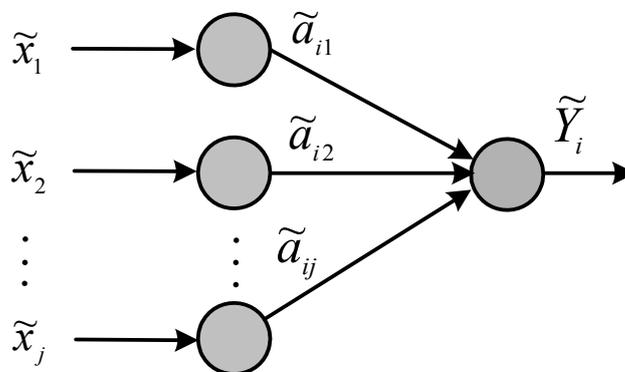


Рис. 3. Нейронечеткая сеть

Для преобразования четких сигналов в нечеткий вид диагностические параметры фаззифицируются. Каждый из диагностических параметров \tilde{a}_{ij} описывается несколькими (тремя–пятью) термами лингвистической переменной. Как правило, для этих целей используются треугольные или гауссовские функции принадлежности [2].

Для нейронечеткого моделирования используют специализированное программное обеспечение (например, программу Fuzzy Logic Toolbox программного обеспечения MATLAB 7.0). Аппроксимирующая модель включает в себя программу с расширением *.fis, основанную на представлении входных параметров базы нечетких правил нечеткими переменными, и программы формирования тестирующих и обучающих данных *.m на основании реальных процессов функ-

ционирования ГМП. При использовании модели в режиме реального времени исходные данные об изменении параметров ГМП поступают от регистратора – микропроцессора или бортового компьютера.

Структура адаптивной нейронечеткой сети ANFIS, аппроксимирующей выход диагностической системы, показана на рис. 4. При этом число входов сети равно количеству используемых диагностических параметров.

Этап 3. Обучение нейронечеткой сети. При обучении сети на ее вход подаются совокупность пар обучающих выборок, характеризующих сочетание диагностических параметров для разных видов технического состояния механизмов ГМП. Значение, получаемое на выходе сети, соответствующим образом интерпретируется.

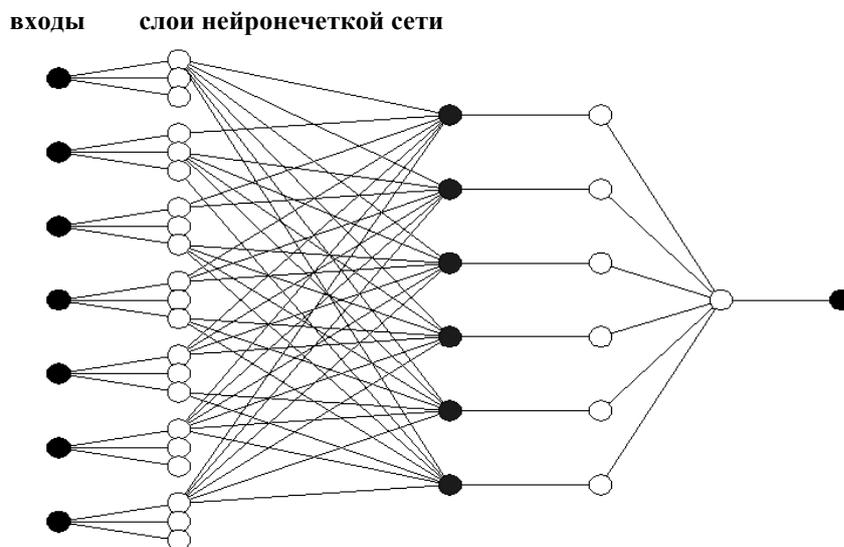


Рис. 4. Адаптивная нейронечеткая сеть ANFIS

Время обучения модели, приведенной на рис. 4, с использованием компьютера Athlon 1133 с операционной системой Windows XP Professional и установленной вычислительной системой MATLAB 7.0 составляет всего 10 с. Результат обучения сети был достигнут в

течение 10 эпох (итераций).

Этап 4. Нейронечеткая идентификация и вывод заключения. Этот этап является заключительным в процессе определения технического состояния элементов ГМП.

При этом для получения техниче-

ского диагноза используют обученную нейронечеткую сеть, а на вход сети поставляется информация о параметрах, характеризующих реальные процессы в ГМП. Для удобства пользователя диагностической системы числовая информация, получаемая на выходе сети, подвергается дополнительной интерпретации и выдается, к примеру, в вербальном виде (лингвистической форме).

При этом используются специальные окна интерпретатора, в котором информация экспертной системы о техническом состоянии механизмов ГМП для выбранного режима функционирования выводится в визуально-вербальном виде [2, 4]. В окне просмотра экспертной системы просматривают графическую информацию о поведении параметров на режиме управления или режиме диагностирования. В специальных строках выводятся разные сообщения: виды и наименования диагностических параметров, их текущие значения, предупреждения о возникновении нештатных ситуаций либо достижении параметров критических значений и др.

Элементы интерфейса экспертной системы могут быть достаточно легко изменены в соответствии с пожеланиями пользователя. Экспертная система для диагностирования ГМП, реализующая созданный метод, сопровождается программным обеспечением, разработанным на современных языках программирования с привлечением средств визуальной разработки приложений [4].

Предложенный метод обеспечивает получение расширенной достоверной базы знаний, быстроту обработки информации, точность получаемого технического диагноза и возможность оперативного определения технического состояния механизмов АТС в режиме реального времени.

Преимущества предложенного метода заключаются в следующем:

- возможность использования расширенной достоверной базы знаний;
- высокая скорость обработки информации;
- большая точность технического

диагноза;

- возможность оперативного диагностирования в режиме реального времени;

- удобство нормативного диагностирования на специализированных постах, станциях техобслуживания, в условиях автохозяйств, на горно-обогатительных предприятиях (ГОП), карьерах и т. д.

Практическая реализация новых методов диагностирования. Разработанные автором новые методы диагностирования апробированы и реализованы при выполнении государственных программ, госбюджетных и хоздоговорных работ с предприятиями автомобилестроения Республики Беларусь [5].

Выводы

Методы интеллектуального диагностирования намного эффективнее традиционных классических методов. Рассмотренные новые методы диагностирования сложных технических объектов, основанные на применении теории искусственного интеллекта, нечеткой логики и нейронных сетей, адаптированы к задачам диагностирования гидромеханических передач мобильных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с. : ил.
2. **Тарасик, В. П.** Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 280 с. : ил.
3. **Рынкевич, С. А.** Метод диагностирования гидроприводов, основанный на нечеткой логике / С. А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 6. – С. 32–35.
4. **Рынкевич, С. А.** Метод нейронечеткой идентификации неисправностей гидромеханических передач автомобилей / С. А. Рынкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 3. – С. 15–22.

5. **Рынкевич, С. А.** Создание электронных систем управления и диагностирования для мобильных машин / С. А. Рынкевич // Сб. тр. науч.-

метод. конф., посвященной 45-летию Белорус.-Рос. ун-та. – Могилев, 2007. – С. 3–7.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 14.10.2008

S. A. Rynkevich
New methods of diagnosis of
hydromechanical transmissions

The main problems of automation while control and analysis of technical state of mobile machine mechanisms have been settled in the article. Drawbacks of traditional diagnosis methods are shown in the paper. New diagnosis methods of compound technical objects based on the use of artificial intelligence theory, fuzzy logic and neuron networks have been considered. The given methods are adapted to the tasks of diagnosis of hydro-mechanical transmissions of mobile machines and are used at motor industry enterprises in the Republic of Belarus.

УДК 629.113

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ДИСКОВОГО ТОРМОЗА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

На основе исследований зависимости среднего диаметра резьбы, винтового нажимного устройства от нажимного усилия дискового тормоза разработана методика определения параметров нажимного устройства, позволяющая более точно, по сравнению с имеющимися разрозненными формулами, определить параметры винтового нажимного устройства в зависимости от требуемого момента трения, величины приводного усилия и других условий. Это дает возможность уменьшить материалоемкость тормозного механизма и избежать ошибок проектирования, приводящих к отказу тормозного механизма в работе.

При определении параметров дискового тормозного механизма нового типа, имеющего в качестве нажимного устройства винтовую передачу, необходимо решить ряд задач, последовательность решения которых представлена на рис. 1, а также обеспечить выполнение главных требований к конструкции тормозного механизма.

Конструкция дискового тормоза нового типа с механическим приводом должна обеспечивать: рациональное взаимное размещение винтового нажимного устройства и скобы тормоза; простоту и надёжность эксплуатации; лёгкую и быструю замену тормозных колодок и регулировку зазора между тормозными колодками и тормозным диском; защиту винтовой передачи нажимного устройства от воздействия пыли и влаги; невысокие сложность и трудоёмкость при ремонтно-восстановительных работах.

Конструкция дискового тормоза с винтовым нажимом должна быть технологична в изготовлении, предусматривать применение стандартного оборудования и технологий при производстве [1, 2].

Функциональный расчёт, являющийся первым этапом при проектировании тормозной системы, позволяет определить величину максимально возможного тормозного момента в зависимости от сил, действующих на мобильную машину, в данном случае мотоцикл, а также момент трения однодискового тормоза. В

результате функционального расчёта дискового тормоза с винтовым нажимным устройством определяются требуемые величины тормозных моментов, которые должны развиваться на переднем и заднем колёсах мотоцикла (в данном случае для ММВЗ: $M_1 = 397,1$ Н·м, $M_2 = 348,6$ Н·м). Полученные требуемые величины тормозных моментов, а также соотношения, связывающие момент трения дискового тормоза, нажимное усилие и параметры винтового нажимного устройства, позволяют перейти к следующему этапу проектирования дискового тормоза: определению параметров винтового нажимного устройства [2].

Проведенные исследования зависимости среднего диаметра резьбы от различных факторов позволяют получить более точные результаты расчёта среднего диаметра резьбы винтовой передачи и уменьшить вероятность перерасчёта, когда полученный размер среднего диаметра занижен либо завышен.

Это достигается тем, что в результате исследования зависимости среднего диаметра резьбы от величины нажимного усилия (осевой силы), действующего на винт, был получен ряд значений осевой силы, также действующей на винт, и значений среднего диаметра резьбы, соответствующих значениям осевой силы.

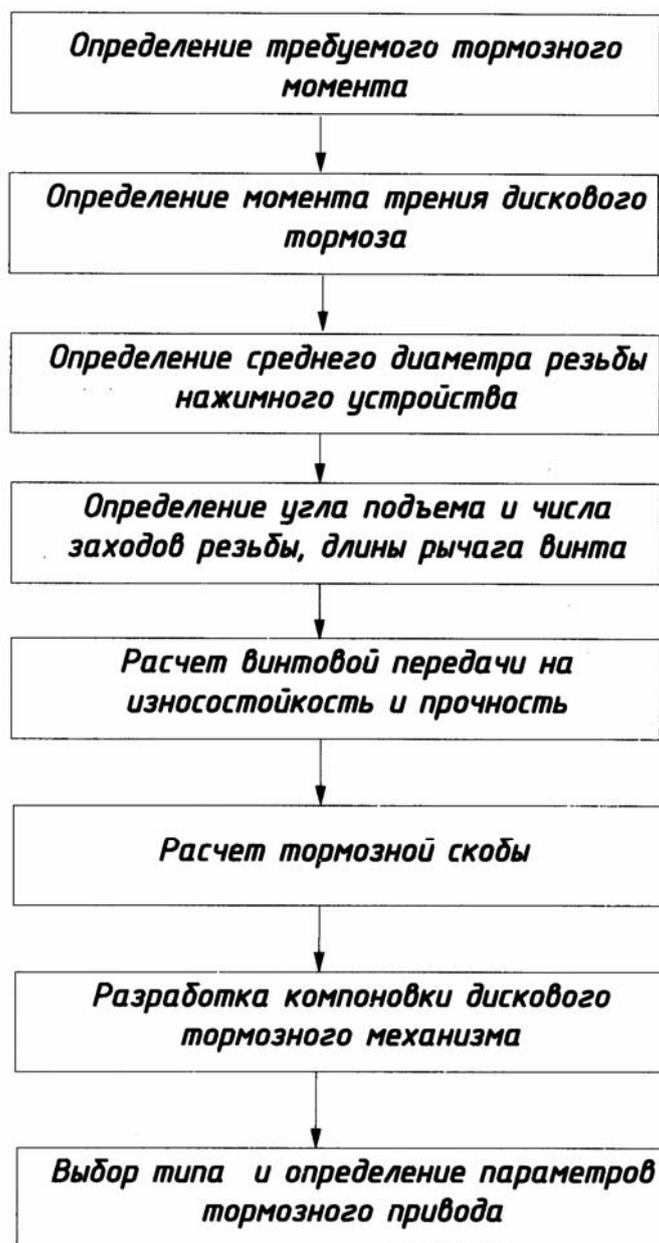


Рис. 1. Порядок расчета дискового тормоза с винтовым нажимным устройством

Исследование зависимости среднего диаметра резьбы от величины осевой силы (рис. 2), воздействующей на винт в винтовой передаче, позволяет с достаточной степенью достоверности получать параметры резьбы нажимного устройства дискового тормоза нового типа.

Для этого необходимо по имеющемуся значению осевой силы, воздействующей на винт, для винтового нажимного устройства дискового тормоза – это величина нажимного усилия, используя

полученную зависимость, найти средний диаметр резьбы винтовой передачи нажимного устройства.

Например: величине нажимного усилия (осевой силы) $N = 4000$ Н соответствует средний диаметр резьбы $d_{cp} = 12,9$ мм при рабочей высоте профиля резьбы $h = 1,46$ мм; для величины нажимного усилия $N = 5000$ Н значение среднего диаметра резьбы составит $d_{cp} = 16,1$ мм при той же рабочей высоте профиля резьбы.

Определив, таким образом, средний диаметр резьбы, появляется возможность более точно определить коэффициент высоты гайки и произвести расчёт среднего диаметра резьбы по известным выраже-

ниям или проверить полученный средний диаметр резьбы по критерию износостойкости, то есть по величине среднего контактного давления в резьбе по выражению (1).

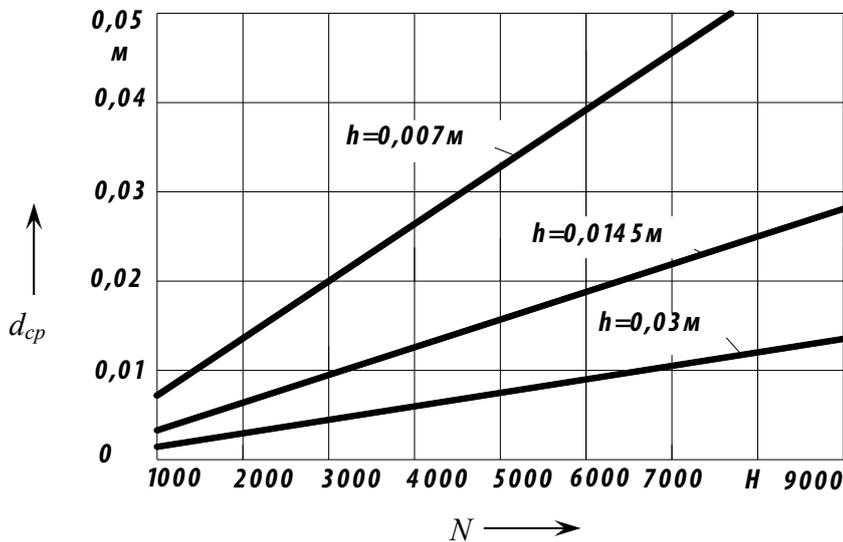


Рис. 2. Зависимость среднего диаметра резьбы d_{cp} от осевой силы N при различной высоте профиля резьбы h

Определим возникающее контактное давление в резьбе винтового нажимного устройства с параметрами $d_{cp} = 18$ мм, $h = 1,46$ мм, $z = 3,375$:

$$p = \frac{Q}{\pi d h z} \leq [p], \quad (1)$$

где Q – осевая сила, действующая на винт; d_{cp} – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля резьбы; z – число витков резьбы, находящихся в зацеплении.

$$p = \frac{4866}{3,14159 \cdot 18 \cdot 1,46 \cdot 3,375} = 17,46 \text{ Н/мм}^2 = 1746 \text{ Н/см}^2.$$

Учитывая величину допустимого контактного давления в резьбе $[p] = 2000 \text{ Н/см}^2$ (20 МПа), можно сделать заключение, что по основному критерию работоспособности винтовой передачи – износостойкости – рассчитанная пара от-

вечает необходимым требованиям ($17,5 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}$).

Для сравнения определим средний диаметр резьбы винтовой передачи по методике, приводимой в известных источниках.

Согласно рекомендациям определение среднего диаметра резьбы проводится по выражению [2]

$$d_2 = \sqrt{\frac{2P}{\pi \psi [P]}}, \quad (2)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм; P – осевая сила, действующая на винт, Н; ψ – коэффициент высоты гайки, $\psi = \frac{H_z}{d_2}$; H_z – высота гайки, мм; $[P]$ – среднее допустимое давление в резьбе.

При этом, как видим, необходимо выбрать коэффициент высоты гайки в довольно широких пределах:

$\psi = 1, 2 \dots 2, 5$.

Это означает, что, выбирая, например, коэффициент высоты гайки в рекомендуемых пределах $\psi = 1, 2 \dots 2, 5$, мы можем получать значительно отличающиеся друг от друга значения среднего диаметра резьбы.

В данном случае величина коэффициента высоты гайки оказывает значительное влияние на величину среднего диаметра резьбы. Однако выбор коэффициента высоты гайки затруднен, поскольку его величина связана со средним диаметром резьбы, который как раз и необходимо получить. Это означает, что ещё до определения среднего диаметра резьбы нам предлагают задаться его величиной, не приводя при этом рекомендаций по предварительному ее выбору.

Подобный подход приводит зачастую либо к заниженному, либо к завышенному среднему диаметру резьбы, поскольку предварительный выбор среднего диаметра резьбы, а следовательно, и коэффициента высоты гайки, связан с субъективным фактором, т. е. опытом, уровнем квалификации и т. д. человека, выполняющего указанный расчёт.

В качестве примера использования традиционной методики произведем расчёт среднего диаметра резьбы, приняв коэффициент высоты гайки 1,2:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 4866}{3,14159 \cdot 1,2 \cdot 2000}} = 12,9 \text{ мм.}$$

Проведем проверку найденного среднего диаметра по критерию износостойкости резьбы. Среднее давление в резьбе

$$p = \frac{4866}{3,14159 \cdot 12,9 \cdot 1,46 \cdot 3,375} = 24,36 \text{ Н/мм}^2 = 2436 \text{ Н/см}^2.$$

Величина допустимого контактного давления в резьбе $[p] = 2000 \text{ Н/см}^2$ (20 МПа). Таким образом, можно видеть, что при коэффициенте высоты гайки 1,2

средний диаметр резьбы не удовлетворяет условию износостойкости резьбы, среднее давление в резьбе на 34 % выше в сравнении с параметрами резьбы, полученными по разработанной методике.

Произведем расчет среднего диаметра резьбы, приняв коэффициент высоты гайки 2,5:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 4866}{3,14159 \cdot 2,5 \cdot 2000}} = 7,8 \text{ мм.}$$

Проведем проверку найденного среднего диаметра по критерию износостойкости резьбы. Среднее давление в резьбе

$$p = \frac{4866}{3,14159 \cdot 7,8 \cdot 1,46 \cdot 3,375} = 40,3 \text{ Н/мм}^2 = 4030 \text{ Н/см}^2.$$

Проведенный расчет показывает, что и при коэффициенте высоты гайки 2,5 средний диаметр резьбы также не удовлетворяет условию износостойкости резьбы, а среднее давление в резьбе на 114 % выше в сравнении с параметрами резьбы, полученными по разработанной методике.

Различие в значениях среднего диаметра резьбы, найденных по разработанной методике: $d_{cp} = 18 \text{ мм}$ и по методике, предлагаемой в известных источниках, для $d_{cp} = 12,9 \text{ мм}$ составляет 28 % и для $d_{cp} = 7,8 \text{ мм}$ – 56,7 %.

Подобные результаты требуют повторного проведения расчета, принимая при этом новую величину коэффициента высоты гайки.

Как показали исследования, полученный по указанной методике средний диаметр резьбы, как правило, всегда соответствует требованиям критерия износостойкости.

При использовании традиционной методики, предлагаемой в известных источниках, повторение расчета может происходить несколько раз до тех пор, пока значение среднего диаметра резьбы не будет удовлетворять условию из-

носостойкости резьбы.

Проводя определение параметров нажимного устройства по разработанной методике, есть возможность обоснованно предварительно определить значение среднего диаметра резьбы и коэффициента высоты гайки. Это позволяет точнее определять параметры нажимного устройства, избегая повторов расчета.

В том случае, когда кроме величины нажимного усилия (осевой силы) изменяются величина рабочего профиля резьбы и число заходов резьбы, средний диаметр резьбы винтовой передачи нажимного устройства можно также уточнить по зависимостям, полученным в результате исследований, показанным на рис. 3.

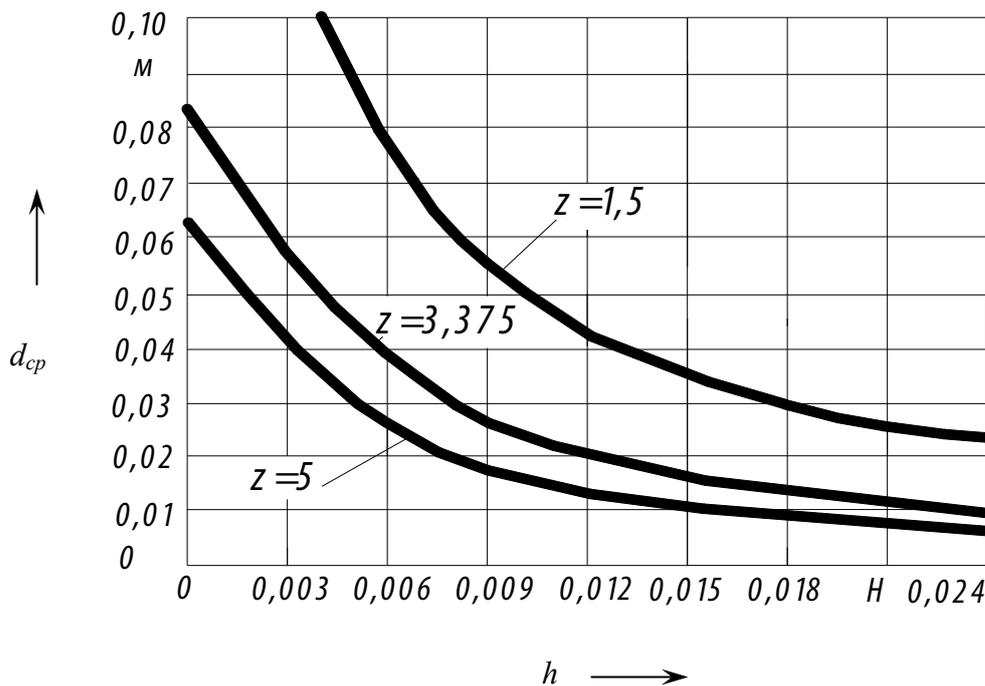


Рис. 3. Зависимость среднего диаметра резьбы d_{cp} от высоты профиля резьбы h при различном количестве витков резьбы, находящейся в зацеплении z

Таким образом, по разработанной методике мы можем определить средний диаметр резьбы винтовой передачи нажимного устройства дискового тормоза нового типа при различных значениях нажимного усилия, рабочей высоты профиля резьбы и числа заходов резьбы.

Диапазон изменения основных параметров: нажимного усилия $N = 1000 \dots 8000$ Н, рабочей высоты профиля резьбы $h = 0,003 \dots 0,023$ м и числа витков резьбы, находящихся в зацеплении $z = 0,5 \dots 4$, соответствовал реальным значениям этих величин в дисковых тормозах нового типа с

винтовым нажимным устройством для мобильных машин.

Определив средний диаметр резьбы винтовой передачи нажимного устройства, рабочую высоту профиля резьбы и число заходов, несложно определить остальные параметры резьбы винтовой передачи.

Одним из главных параметров при этом является угол подъема резьбы. Учитывая комплексное влияние угла подъема резьбы на показатели винтовой передачи, необходимо согласовать величину угла подъема резьбы по резуль-

татам силового расчёта винтовой передачи и по результатам кинематического расчёта.

Угол подъёма резьбы определяется по среднему диаметру резьбы винтовой передачи, затем проверяется по условию создания необходимой величины нажимного усилия, после этого необходимо убедиться, что при подобных параметрах резьбы винтовой передачи обеспечивается рабочий ход рычага винта при нормированном перемещении рукоятки или педали тормозного привода.

Перемещение рычага винта до достижения необходимой величины нажимного усилия зависит от хода резьбы S , которое, в свою очередь, зависит от угла подъёма резьбы, шага и числа заходов резьбы. Как правило, значения угла подъёма резьбы, удовлетворяющие по величине нажимного усилия и значению коэффициента полезного действия, обеспечивают и необходимые перемещения рукоятки или педали тормозного привода.

Завершается расчёт параметров винтовой передачи нажимного устройства расчётом винтовой передачи на износостойкость и на прочность по эквивалентным напряжениям.

Следующим, не менее важным, чем предыдущие, этапом при проектировании

дискового тормоза нового типа является выбор параметров дискового тормоза, а также расчёт его скобы, охватывающей тормозной диск и являющейся скобой плавающего типа. Расчёт тормозной скобы производится на прочность и на жёсткость.

Расчёт скобы дискового тормоза производят исходя из условия её равнопрочности по всей длине.

Разработанная методика позволяет более точно, по сравнению с имеющимися разрозненными формулами, определить параметры винтового нажимного устройства в зависимости от требуемого момента трения, величины приводного усилия и других условий. Это позволяет уменьшить материалоемкость тормозного механизма и избежать ошибок проектирования, приводящих к отказу тормозного механизма в работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мамити, Г. И. Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г. И. Мамити, М. С. Льянов ; под ред. Г. И. Мамити. – Владикавказ : Рухс, 2002. – 187 с.
2. Мамити, Г. И. Теория винтовой передачи / Г. И. Мамити, А. С. Мельников, М. С. Льянов // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 79–83.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 20.06.2008

I. S. Sazonov, A. S. Mel'nikov, V. A. Kim **Determination of the parameters of the pressure device of the disk brake with a mechanical drive**

On the basis of the study of the dependence of the thread pitch diameter, screwdown device on the pressing force of the disk brake there has been developed a technique for pressure device parameter determining. The developed technique allows a more accurate determining the parameters of the screw pressure device depending on the required moment of friction, magnitude of the drive effort and other parameters. This allows decreasing the materials consumption of the braking mechanism and avoiding design errors leading to the failure of the braking mechanism in operation.

УДК 629.3–515

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., Т. В. Мрочек

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВОЙСТВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСА

Приведены результаты исследования характеристик системы рулевого управления троллейбуса АКСМ–101 с гидроусилителем МАЗ–5335. Получены оценки показателей управляемости троллейбуса и эффективности работы механизмов гидроусилителя. Изложены предлагаемые рекомендации по улучшению функциональных свойств системы рулевого управления.

На троллейбусах, выпускаемых предприятием «Белкоммунмаш», применяется рулевое управление с гидроусилителем. Рулевое управление является одним из основных конструктивных элементов активной безопасности транспортного средства. Его конструкция должна обладать комплексом функциональных свойств, обеспечивающих выполнение требований к управляемости машины, эффективности и надежности работы всех механизмов рулевого управления. Как показывает опыт эксплуатации троллейбусов в г. Могилеве, наименее надежным элементом рулевого управления является гидроусилитель. Вместе с тем это наиболее сложный и дорогостоящий компонент рулевого управления. В этой связи была поставлена задача – исследовать процессы функционирования механизмов рулевого управления троллейбусов с целью поиска способов улучшения их функциональных свойств и повышения работоспособности. Результаты выполненных исследований и предлагаемые технические решения приведены в данной статье.

Для решения поставленной задачи были разработаны динамическая и математическая модели, позволившие выполнить системный анализ процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем и оценить влияние параметров его механизмов на показатели управляемости машины и эффективности работы системы рулевого управления. Моделировалось движение снаряженного троллейбуса и с полной нагрузкой при совершении маневров «переход на круговую траекторию с

минимальным радиусом» и «поворот на 90° » при проезде перекрестка.

Рулевое управление колесной машины с гидроусилителем представляет собой систему автоматического управления, состоящую из объекта управления и управляющего устройства. Объектом управления являются управляемые колеса машины. Управляющее устройство рулевого управления содержит рулевое колесо (задающее устройство), рулевой механизм, гидроусилитель, рулевой привод (рулевая трапеция, система промежуточных рычагов и тяг, сошка). К основным компонентам гидроусилителя относятся: гидроцилиндр, распределитель, регулятор расхода, насос.

Основные функции компонентов гидроусилителя: распределитель – элемент управления, осуществляет сравнение сигнала задающего воздействия $x_{з.в}(t)$ с сигналом обратной связи $x_{о.с}(t)$ и формирует управляющий сигнал гидравлического давления $p(t)$, подаваемый на гидроцилиндр; гидроцилиндр – исполнительный механизм, усиливает управляющий сигнал распределителя и преобразует его в механическое усилие $F_{г.ц.}$, передаваемое на рулевой привод; регулятор расхода – устройство стабилизации потока рабочей жидкости (расхода $Q_{р.р.}$), передаваемой от источника подачи рабочей жидкости к исполнительному механизму через распределитель. Для обеспечения стабилизации $Q_{р.р.}$ регулятор расхода охвачен отрицательной обратной связью, сигнал которой представляет собой давление $p_{о.с.}$

Усилие $F_{г.л.}$, развиваемое гидроцилиндром, передается на рулевой привод, который преобразует его во вращающий момент $M_{р.л.}$, обеспечивающий поворот колес машины (углы поворота левого и правого колес $\theta_{л.к}$ и $\theta_{п.к}$ соответственно).

Функционирование рулевого управления колесной машины осуществляется в условиях внешней среды, которая оказывает на нее соответствующие воздействия – возмущающие и управляющие. Внешней средой является опорная поверхность дороги, создающая сопротивление повороту, и масса машины, нагружающая управляемые колеса силами инерции, возникающими при криволинейном движении. Возмущающее воздействие внешней среды представляет собой момент сопротивления повороту управляемых колес M_{Σ} .

Источник энергии – масляный насос гидроусилителя – условно отнесем также к внешней среде. Подача насоса Q_n и развиваемое им давление p_n характеризуют его возмущающее воздействие на гидроусилитель рулевого управления.

Управляющее воздействие создается водителем и реализуется в виде усилия на рулевом колесе $F_{р.к}$ и угла поворота рулевого колеса $\alpha_{р.к}$.

Для адекватного описания физических свойств системы рулевого управления при разработке математической модели учитывались динамические свойства управляемых колес, рулевого привода и всех компонентов гидроусилителя: гидроцилиндра, регулятора расхода, гидромагистралей. Учитывались их инерционные, упругие и диссипативные свойства, сжимаемость и вязкостные свойства рабочей жидкости, зависимость вязкости от температуры, трение в сопряжениях поршень – гидроцилиндр, золотник – корпус регулятора расхода, трение в уплотнении штока гидроцилиндра. При описании диссипативных свойств гидромагистралей учитывались потери по длине и в местных сопротивлениях. Объект управления – управляемые колеса и детали рулевого привода – представлен приведенной к гидроцилиндру сосредоточенной массой, а также упругим и диссипативным элементами, отображающими физические свойства рулевого привода.

На рис. 1 приведена разработанная динамическая модель рулевого управления колесной машины с гидроусилителем.

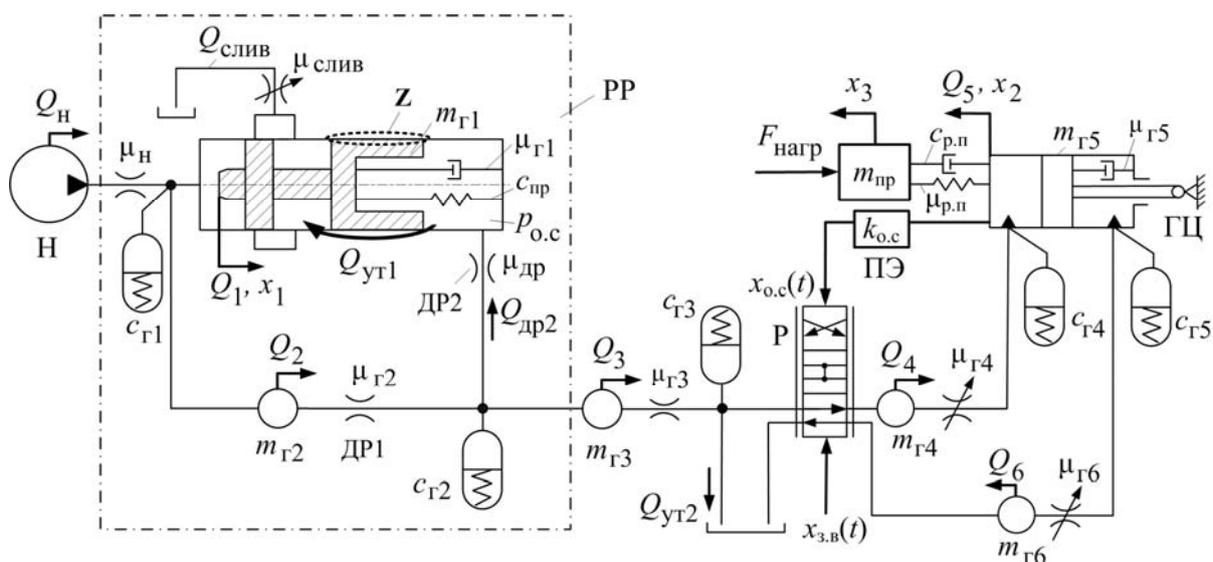


Рис. 1. Динамическая модель рулевого управления с гидроусилителем

Динамическая модель содержит семь сосредоточенных масс, совершающих поступательные движения. Следовательно, динамическая модель рулевого управления имеет семь степеней свободы. Фазовыми координатами, отображающими движение сосредоточенных масс, приняты перемещения золотника регулятора расхода x_1 , поршня гидроцилиндра x_2 и приведенной массы $m_{пр}$ управляемых колес x_3 , а также расходы жидкости Q_i , м³/с, в гидромагистралях и рабочих полостях гидроцилиндра и золотника регулятора расхода. Положительные направления отсчета координат x_i , $i = \overline{1, 3}$ и Q_i , $i = \overline{1, 6}$

указаны на динамической модели стрелками. Взаимодействие дискретных упругих и диссипативных элементов с сосредоточенными массами гидромагистралей характеризуется переменными типа потенциала – давлениями p_j , $j = \overline{1, 5}$, Па, а взаимодействие гидроцилиндра с приведенной массой управляемых колес представлено усилиями упругого $F_{у.р.п}$ и диссипативного $F_{д.р.п}$ элементов.

На основе динамической модели получена следующая система нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} dQ_1/dt &= (p_{y1} - p_{пр} - p_{о.с} - p_{д1})/m_{г1}; \\ dQ_2/dt &= (p_{y1} - p_{y2} - p_{д2})/m_{г2}; \\ dQ_3/dt &= (p_{y2} - p_{y3} - p_{д3})/m_{г3}; \\ dQ_4/dt &= (p_{y3} - p_{y4} - p_{д4})/m_{г4}; \\ dQ_5/dt &= [p_{y4} - p_{y5}/\psi - p_{д5} - (F_{у.р.п} + F_{д.р.п})/A_{п}] / m_{г5}; \\ dQ_6/dt &= (p_{y5} - p_{д6})/m_{г6}; \\ dv_3/dt &= (-F_{нагр} + F_{у.р.п} + F_{д.р.п})/m_{пр}; \\ dp_{y1}/dt &= c_{г1}(Q_{н} - Q_1 - Q_{слив} - Q_2); \\ dp_{y2}/dt &= c_{г2}(Q_2 - Q_3 - Q_{ут1}); \\ dp_{y3}/dt &= c_{г3}(Q_3 - Q_4 - Q_{ут2}); \\ dp_{y4}/dt &= c_{г4}(Q_4 - Q_5); \\ dp_{y5}/dt &= c_{г5}(Q_5/\psi - Q_6); \\ dF_{у.р.п}/dt &= c_{р.п}(Q_5/A_{п} - v_3); \\ dx_1/dt &= Q_1/A_{зол}; \\ dx_2/dt &= Q_5/A_{п}; \\ dx_3/dt &= v_3, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где p_{yj} – давления жидкости в упругих элементах $c_{гj}$, Па; $p_{пр}$ – давление, обусловленное усилием пружины регулятора расхода, Па; $p_{дi}$ – потери давления в диссипативных элементах, Па; $p_{о.с}$ – сигнал отрицательной обратной связи регулятора расхода, Па; ψ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра; $F_{у.р.п}$, $F_{д.р.п}$ – усилия упругого и диссипативного элементов рулевого привода, Н; $F_{нагр}$ – приведенное

усилие нагрузки на рулевой привод, обусловленное сопротивлением повороту управляемых колес, Н; $A_{зол}$, $A_{п}$ – площади золотника регулятора расхода и поршня гидроцилиндра соответственно, м²; $Q_{н}$ – подача насоса, м³/с; $Q_{слив}$ – расход на слив в бак при повышении давления, м³/с; $Q_{ут1}$ – расход утечек в регуляторе расхода через зазор Z , м³/с; $Q_{ут2}$ – расход утечек в распределителе, м³/с;

v_3 – скорость приведенной массы $m_{пр}$ управляемых колес, м/с.

При интегрировании системы уравнений (1) задавались начальные условия: Q_{i0} , $i = \overline{1, 6}$; p_{yj0} , $j = \overline{1, 5}$; v_{30} , x_{10} , x_{20} , x_{30} , а также функции внешних возмущающих и управляющих воздействий: усилие нагрузки на гидроцилиндр $F_{нагр}$, обусловленное сопротивлением повороту управляемых колес; подача насоса Q_H и управляющее воздействие водителя на рулевое колесо $F_{р.к}$, $\alpha_{р.к}$. На каждом шаге интегрирования вычислялись входящие в уравнения (1) функции p_{di} , $i = \overline{1, 6}$; $Q_{ут1}$; $Q_{ут2}$; $Q_{др2}$; $Q_{слив}$; $p_{о.с}$; $p_{пр}$. Для

их вычисления использовались известные формулы [1, 2].

Для определения показателей оценки управляемости колесной машины необходима математическая модель движения ее на повороте. На рис. 2 приведена схема криволинейного движения колесной машины. Приняты две системы координат: подвижная xCy и неподвижная XOY . Точка C отображает положение центра масс машины. Подвижная система координат связана с машиной, причем ось Cx совпадает с продольной осью машины AB и направлена в сторону перемещения машины, ось Cy направлена в сторону поворота, а ось Cz перпендикулярна плоскости движения.

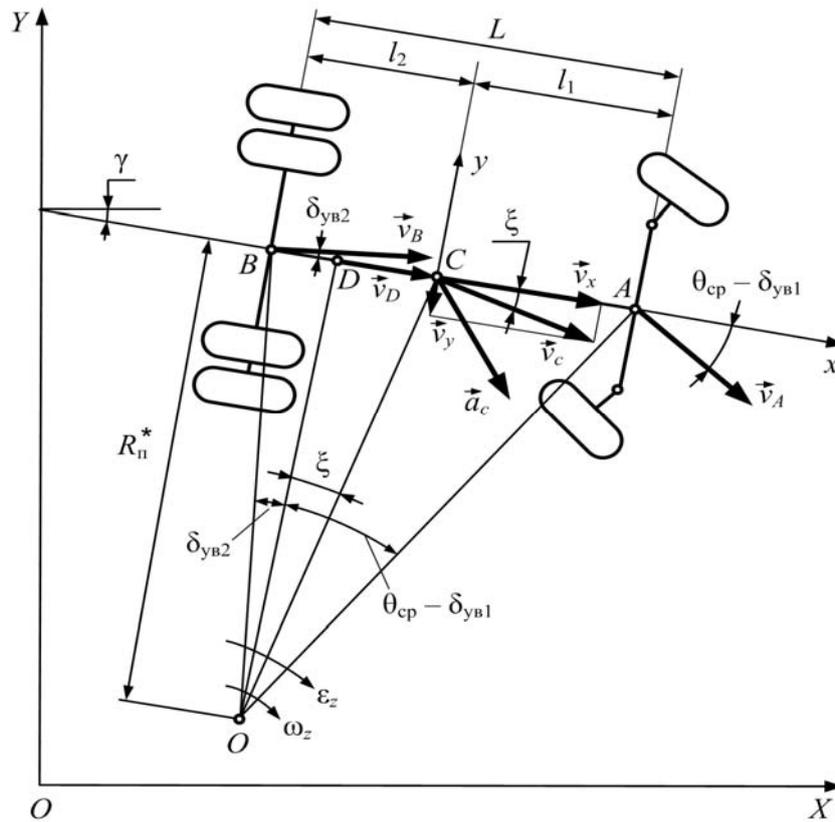


Рис. 2. Схема криволинейного движения колесной машины

Неподвижная система координат XOY позволяет построить траекторию движения машины на опорной поверхности. В качестве траектории движения

принималась траектория центра масс. Для описания траектории движения использована следующая система дифференциальных уравнений [3]:

$$\left. \begin{aligned} dX/dt &= v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \\ dY/dt &= v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma; \\ d\gamma/dt &= \omega_z, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где v_x, v_y – проекции скорости центра масс v_c на оси подвижной системы координат Cx и Cy соответственно, м/с; γ – курсовой угол, характеризующий положение продольной оси колесной машины на плоскости движения, рад; ω_z – угловая скорость вращения машины относительно мгновенного центра скоростей – точки O на плоскости движения машины, рад/с.

В общем случае неустановившегося криволинейного движения машины с учетом увода колес значения v_y и ω_z определяются по формулам [3]:

$$v_y = \frac{v_x [l_2 (\theta_{cp} - \delta_{yB1}) - l_1 \delta_{yB2}]}{L}; \quad (3)$$

$$\omega_z = v_x / R_{\Pi}^* = v_x \frac{\operatorname{tg}(\theta_{cp} - \delta_{yB1}) + \operatorname{tg} \delta_{yB2}}{L}, \quad (4)$$

где L, l_1, l_2 – база машины и координаты центра масс, м; θ_{cp} – среднее значение угла поворота колес, рад; $\delta_{yB1}, \delta_{yB2}$ – углы увода колес, рад; R_{Π}^* – радиус поворота, м.

Для оценки качества процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем обоснован выбор показателей. В качестве показателей управляемости колесной машины приняты: время регулирования t_p (время полного поворота колес из нейтрального положения); минимальный радиус поворота R_{\min} ; внешний габаритный радиус поворота $R_{в.г.р}$. Согласно Правилам ЕЭК ООН № 36 и 107 переход с прямолинейного движения на круговое с минимальным радиусом поворота при скорости (10 ± 2) км/ч должен завершаться в течение $(4 \pm 0,25)$ с,

а значение $R_{в.г.р}$ не должно превышать 12,5 м.

Значение $R_{в.г.р}$ вычислялось по формуле

$$R_{в.г.р} = R_{\min} + \Delta R = \frac{L / \operatorname{tg} \theta_{cp} + l_0}{\cos \theta_H} + l_{п.ц} + \Delta R, \quad (5)$$

где l_0 – расстояние между осями шкворней, м; $l_{п.ц}$ – длина плеча поворотной цапфы, м; ΔR – вынос переднего свеса машины за пределы минимального радиуса поворота, м; θ_H – угол поворота наружного колеса, рад.

Критериями качества процессов функционирования гидроусилителя рулевого управления приняты: средняя скорость перемещения поршня относительно гидроцилиндра $v_{г.ц}$ при повороте управляемых колес на максимальные углы вправо и влево из нейтрального положения; максимальное развиваемое гидроцилиндром усилие $F_{г.ц\max}$; суммарные утечки рабочей жидкости в распределителе и регуляторе расхода Q_{Σ} ; среднее значение КПД гидроусилителя $\eta_{г.у.ср}$ за время выполнения нормативного маневра.

Для однозначной оценки было принято при исследованиях допустимое значение $t_p = 4$ с. В этом случае для гидроусилителя МАЗ–5335, применяемого на троллейбусе АКСМ–101, допустимое минимальное значение $v_{г.ц}$ составляет 0,0375 м/с.

Ранее выполненными исследованиями [4, 5] установлено, что наибольшее влияние на снижение эффективности работы гидроусилителя оказывает величина зазора a_0 в сопряжении золотник – корпус регулятора расхода. Номинальное значение $a_0 = 12$ мкм. При этом значении регулятор расхода гидроусилителя МАЗ–5335 обеспечивает стабилизацию

подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр на уровне $Q_{p,p} = 8,9$ л/мин. С увеличением a_0 величина $Q_{p,p}$ начинает падать, особенно интенсивно – при $a_0 > 24$ мкм. В результате существенно ухудшаются показатели управляемости троллейбуса и эффективность гидроусилителя резко падает.

Рассмотрим результаты исследований, полученные при моделировании переходных процессов в системе рулевого

управления троллейбуса АКСМ–101 с гидроусилителем МА3–5335 при варьировании величины зазора a_0 в пределах от 12 до 35 мкм, т. е. при изменении зазора в 3 раза по отношению к номинальному.

На рис. 3 приведены графики результатов моделирования при выполнении маневра «переход на круговую траекторию с минимальным радиусом».

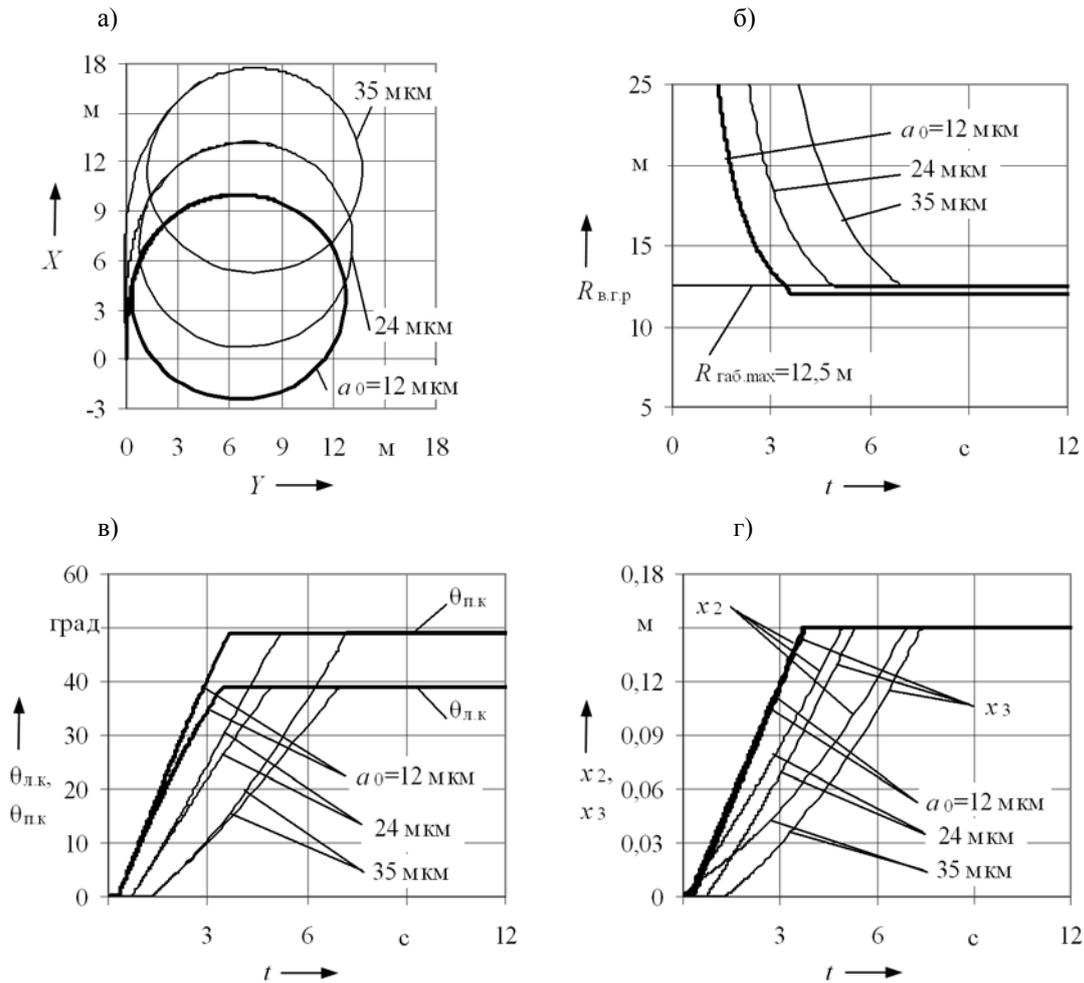


Рис. 3. Графики моделирования маневра «переход на круговую траекторию с минимальным радиусом»

На рис. 3, а показаны графики траектории движения центра масс троллейбуса для трех значений величины зазора: 12, 24 и 35 мкм. При возрастании зазора a_0 в два раза перемещение машины по оси X увеличивается в 1,31 раза, а при возрастании

зазора в 3 раза увеличение X достигает 1,78 раза. Время регулирования в рассматриваемом случае составляет соответственно 3,70; 4,92 и 6,92 с. Следовательно, даже при $a_0 = 24$ мкм требование на показатель управляемости t_p не выпол-

няется. Очевидно, что при существенном превышении зазора a_0 по сравнению с рекомендуемыми значениями гидроусилитель не в состоянии обеспечить вхождение троллейбуса в отведенную полосу движения в городских условиях со скоростью 10 км/ч на повороте.

На рис. 3, б показаны графики изменения внешнего габаритного радиуса поворота $R_{в.г.р}$, на рис. 3, в – углов поворота левого $\theta_{л.к}$ и правого $\theta_{п.к}$ колес, а на рис. 3, г – перемещения поршня относительно гидроцилиндра x_2 и приведенной массы управляемых колес x_3 . Из рис. 3, г видно, что перемещение x_3 от-

стает по времени от перемещения x_2 , т. е. колеса начинают поворачиваться с некоторым запаздыванием по отношению к началу вращения рулевого колеса. Это обусловлено упругими свойствами деталей рулевого привода и необходимостью их деформации для создания усилия, уравнивающего внешнюю нагрузку, путем перемещения поршня относительно гидроцилиндра усилителя.

На рис. 4–6 приведены графики, полученные при моделировании выполнения маневра «поворот на 90°». На рис. 4 отображено изменение нагрузок в рулевом приводе.

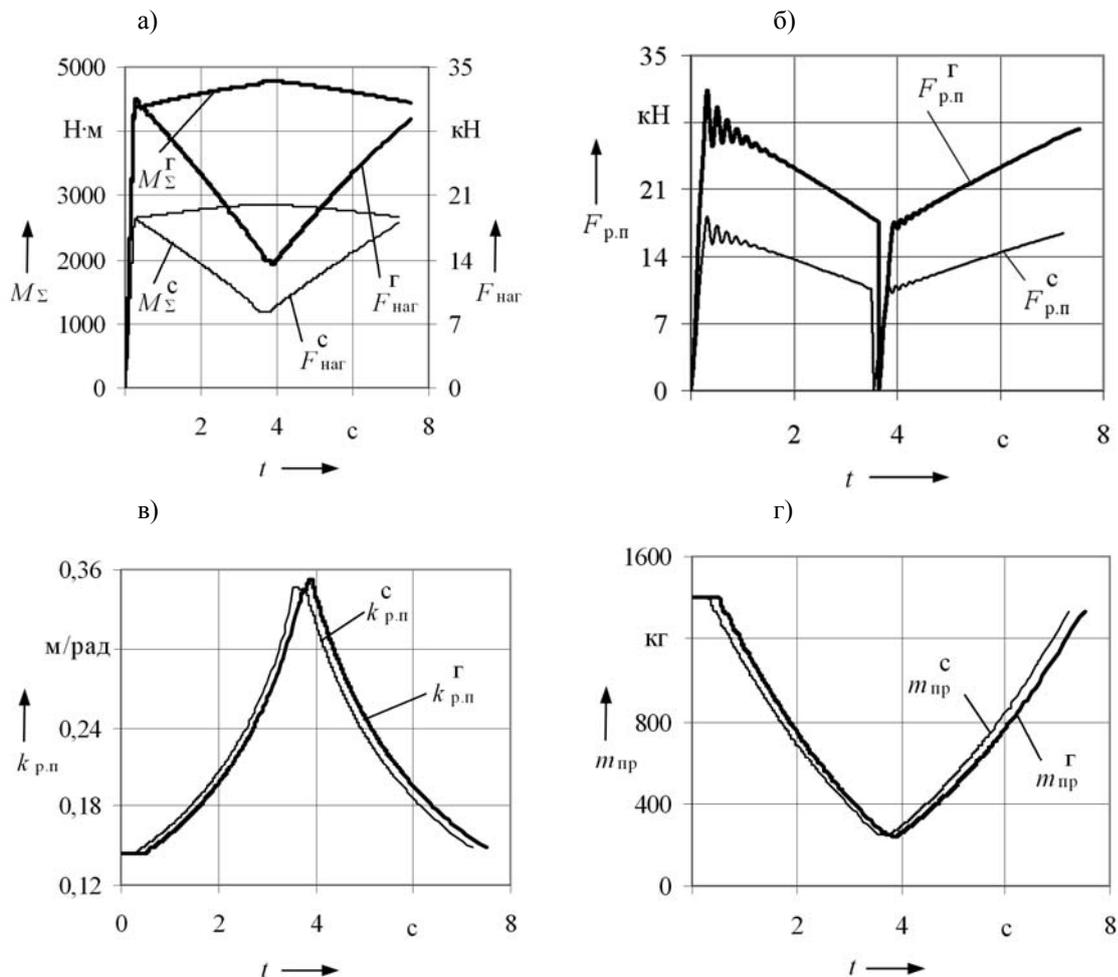


Рис. 4. Графики изменения нагрузок в рулевом приводе при моделировании выполнения маневра «поворот на 90°»

Рис. 4, а иллюстрирует изменение суммарного момента сопротивления повороту машины M_{Σ} и нагрузки на гидроцилиндр усилителя $F_{нагр}$. Верхний индекс «с» относится к снаряженной машине, а индекс «г» – при полной нагрузке. На рис. 4, б показано изменение усилия в рулевом приводе $F_{р.п}$, а на рис. 4, в – изменение коэффициента передачи рулевого привода $k_{р.п}$. Так как значение $k_{р.п}$ по мере увеличения углов поворота колес возрастает, то это приводит к снижению необходимого усилия гидроцилиндра $F_{г.ц}$ и облегчает маневрирование при крутых поворотах. На рис. 4, г показаны графики изменения приведенной к гидроцилиндру массы управляемых колес машины $m_{пр}$ при повороте.

Рассмотрим графики изменения параметров характеристики регулятора расхода, приведенные на рис. 5. Расход на выходе регулятора $Q_{р.р}$ показан на рис. 5, а, а давление $p_{р.р}$ – на рис. 5, б. Снижение расхода $Q_{р.р}$ при увеличении зазора a_0 приводит к уменьшению средней скорости перемещения поршня относительно гидроцилиндра $v_{г.ц}$. На рис. 5, в проведена горизонтальная линия $v_{п.норм} = 0,0375$ м/с. Очевидно, что увеличение зазора в два раза по сравнению с номинальным недопустимо. Варьируя величину a_0 в процессе моделирования, установлено, что предельное значение зазора у исследуемого гидроусилителя составляет 18 мкм.

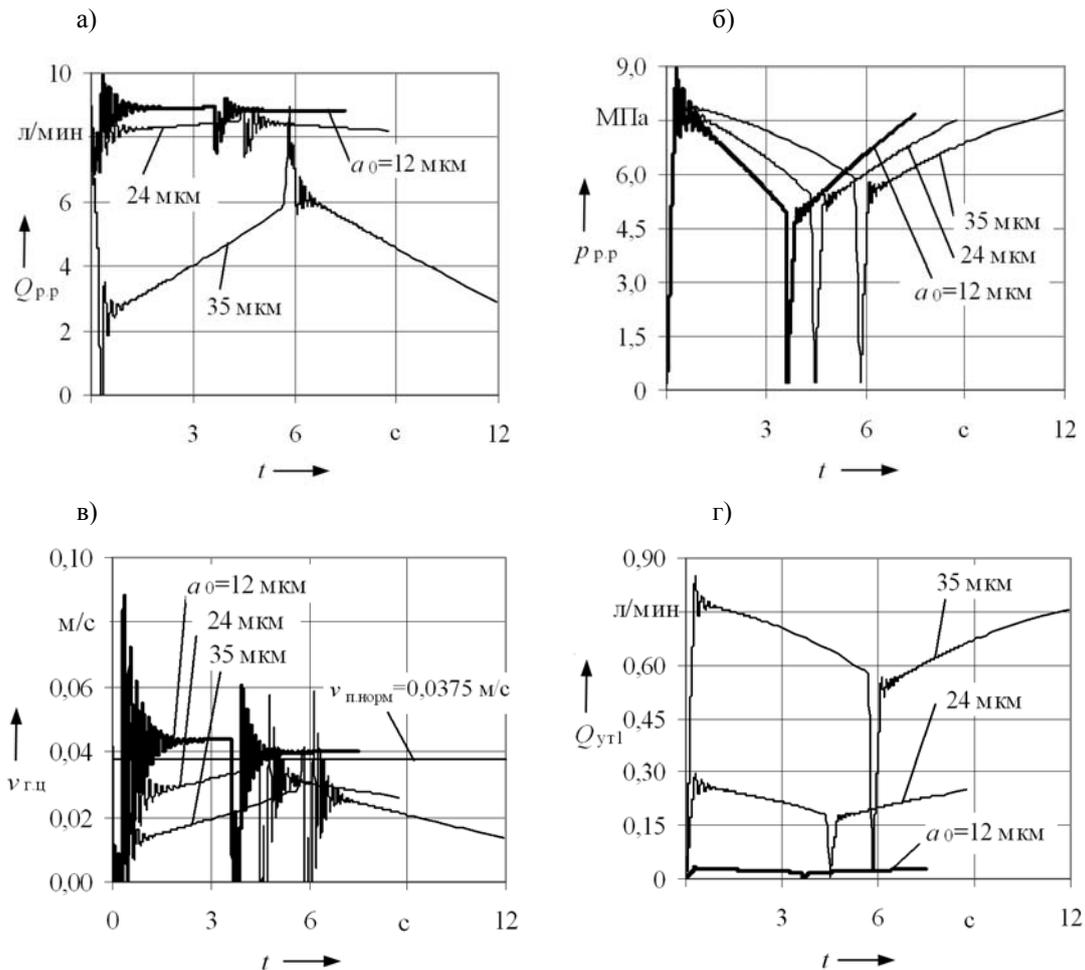


Рис. 5. Графики изменения параметров характеристик гидроусилителя

На рис. 5, г показаны графики утечек $Q_{ут1}$ через зазор a_0 . Значению a_{0max} соответствует допускаемая предельная величина утечек через регулятор расхода $Q_{ут1max} = 0,25$ л/мин. Таким образом, работоспособность регулятора расхода можно определить без его разборки по величине расхода утечек в процессе испытаний на специализированном стенде.

На рис. 6, а приведены графики суммарного расхода, включающего утечки $Q_{ут1}$ через зазор a_0 и через сливное отверстие $Q_{слив}$, управляемое золотником регулятора расхода при его перемещении. При $a_0 = 12$ мкм расход на слив составля-

ет 3,1 л/мин. С увеличением a_0 и $Q_{ут1}$ значение $Q_{слив}$ быстро возрастает, так как нарушается баланс сил, действующих на золотник регулятора расхода, что увеличивает площадь открываемой щели сливного отверстия, т. е. увеличивает x_1 (рис. 6, б). При $x_1 \leq 3$ мм отверстие слива закрыто. При этом происходит перенастройка регулятора расхода на другой режим дозирования. Штриховой линией на рис. 6 показана характеристика, получаемая при $a_0 = 40$ мкм. В этом случае практически вся подача насоса Q_H поступает на слив.

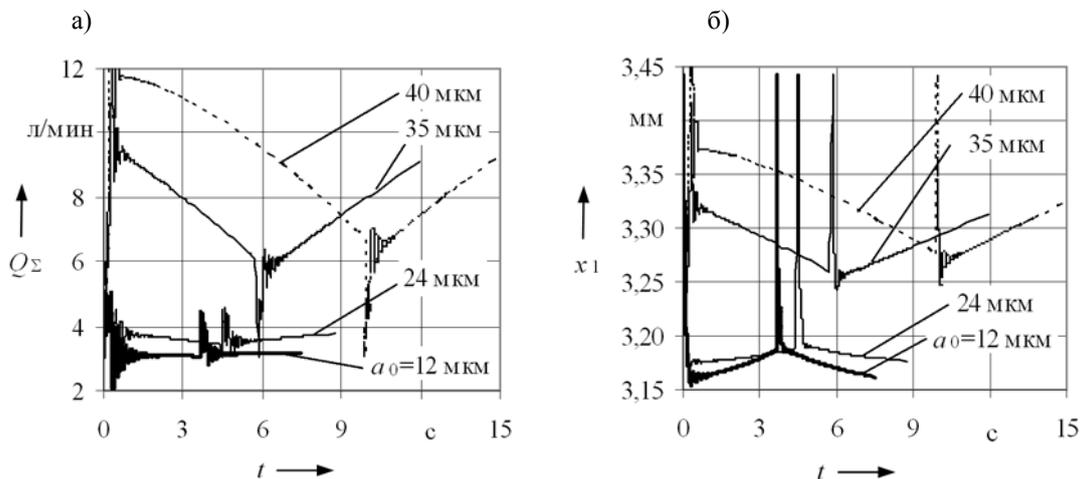


Рис. 6. Изменение суммарного расхода $Q_{\Sigma} = Q_{ут1} + Q_{слив}$ (а) и перемещения золотника регулятора расхода x_1 (б) при различных значениях зазоров a_0

Работоспособность гидроусилителя при увеличении a_0 можно восстановить путем регулирования площади проходного сечения $A_{др1}$ основного дросселя ДР1 регулятора расхода. Регулирование величины $A_{др1}$ позволяет восстановить баланс сил, действующих на золотник регулятора расхода, и обеспечить стабилизацию расхода на требуемом уровне. При увеличении a_0 необходимо увеличивать значение $A_{др1}$, что приведет к уменьше-

нию потерь на основном дросселе ДР1 регулятора расхода, компенсирует увеличившиеся потери давления на дросселе ДР2 линии обратной связи и в результате обеспечит необходимый баланс сил на золотнике.

На рис. 7 приведен график зависимости $A_{др1}$ от a_0 , при котором обеспечивается необходимый расход $Q_{р.р}$ на выходе регулятора расхода гидроусилителя МАЗ-5335, равный 8,9...9,0 л/мин.

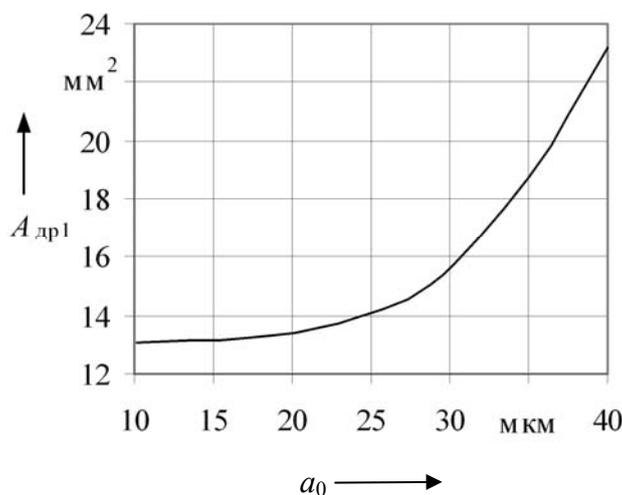


Рис. 7. Характеристика зависимости $A_{др1}$ от a_0 , обеспечивающей $Q_{р.р} \approx \text{const}$

Увеличение времени регулирования t_p может также произойти из-за возрастания утечек в распределителе $Q_{ут2}$, так как при этом уменьшится средняя скорость перемещения поршня относительно гидроцилиндра $v_{г.ц}$. Компенсировать увеличение утечек $Q_{ут2}$ можно путем перенастройки регулятора расхода на более высокую величину дозирования расхода $Q_{р.р}$.

В процессе выполненных исследований получены следующие результаты.

Разработана методика системного анализа функциональных свойств рулевого управления с гидроусилителем, позволяющая исследовать процессы управления траекторией движения колесной машины и функционирования механизмов системы рулевого управления, определять показатели управляемости машины и оценивать эффективность работы механизмов системы управления. Методика основана на математическом моделировании движения колесной машины при выполнении нормативных маневров, предусмотренных Правилами ЕЭК ООН и национальными стандартами для оценки управляемости машины.

Установлено, что на показатели управляемости машины и эффективности

работы гидроусилителя наибольшее влияние оказывает величина зазора в сопряжении золотник – корпус регулятора расхода, определяющая утечки из полости обратной связи. Увеличение утечек приводит к снижению сигнала обратной связи из-за увеличения потерь на дросселе линии обратной связи и к нарушению баланса сил, действующих на золотник. В результате происходит перенастройка режима дозирования в сторону уменьшения расхода на выходе регулятора.

Показано, что восстановить расчетные значения расхода на выходе регулятора можно путем регулирования площади сечения основного дросселя. С увеличением утечек из полости обратной связи необходимо увеличивать площадь основного дросселя, снижая на нем потери давления. При увеличении утечек в распределителе предложено выполнять настройку регулятора расхода на большую величину подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр усилителя.

Определена величина предельного значения утечек из регулятора расхода, при превышении которой необходимо осуществлять регулирование проходного сечения основного дросселя. Величина утечек не должна превышать значения $Q_{ут1\text{max}} = 0,25$ л/мин при давлении насо-

са $p_H = 7$ МПа, что соответствует зазору $a_0 = 18$ мкм. Параметр $Q_{yT\max}$ можно использовать для диагностирования технического состояния регулятора расхода без его разборки.

Установлено, что выходная характеристика регулятора расхода $Q_{p,p} = f(p_{p,p})$ гидроусилителя МАЗ-5335 существенно зависит от вязкости рабочей жидкости. Возрастание вязкости при снижении температуры жидкости приводит к уменьшению расхода $Q_{p,p}$. Показано, что причиной является увеличение линейных потерь давления гидромагистрали регулятора расхода, что снижает сигнал обратной связи $p_{o,c}$ и изменяет настройку регулятора расхода. Предложено увеличить диаметр гидромагистрали регулятора расхода $d_{p,p}$ с 6 до 10 мм.

Реализация полученных результатов исследований позволяет повысить пока-

затели функциональных свойств системы рулевого управления троллейбусом и эффективность работы гидроусилителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с. : ил.
3. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 487 с. : ил.
4. Мрочек, Т. В. Исследование характеристик регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1. – С. 171–175.
5. Мрочек, Т. В. Разработка математической модели и исследование характеристик гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 21–29.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 11. 12.2008

V. P. Tarasik, T. V. Mrochek **Research of functional properties** **of the trolleybus' steering control**

The results of research of the steering control of trolleybus AKSM-101 with hydraulic power steering MAZ-5335 are given in the article. Estimations of indices of controllability of the trolleybus and operating efficiency of gears of hydraulic power steering are received. Proposed guidelines on improving of the functional properties of the steering control system are stated.

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.83:004

П. Н. Громыко, д-р техн. наук, проф., О. М. Пусков, канд. техн. наук, Л. Г. Доконов

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ КОМПЬЮТЕРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ФРИКЦИОННОГО ТИПА

Рассмотрены вопросы исследования планетарной прецессионной передачи фрикционного типа методами компьютерного моделирования. Показана конструкция исследуемой передачи, приведена методика создания модели передачи в САПР SolidWorks, описана методика исследований в приложении COSMOSMotion, предназначенном для моделирования динамических систем. Результаты исследований подтвердили работоспособность построенной компьютерной модели передачи и программного обеспечения для обработки результатов.

В настоящее время проектирование различных технических устройств редко обходится без применения современных методов компьютерного моделирования. Компьютерное моделирование является одним из самых перспективных инструментов современной науки и используется для решения практических задач. На отечественных машиностроительных предприятиях используются различные программные продукты для моделирования механических систем. Компьютерное моделирование позволяет инженеру, используя эскизные прорисовки, создавать и анализировать виртуальные модели.

При моделировании создается компьютерная механическая система, состоящая из определенных элементов. Учитываются взаимосвязи и контактные взаимодействия элементов, составляющих модель, а также внешние воздействия (силы или моменты). Компьютерная модель позволяет рассчитать траектории движения всех тел и возникающие силы реакций, т. е. решать прямую задачу динамики и кинематики.

Компьютерное моделирование позволяет существенно сократить сроки проектирования, испытания и настройки параметров технических объектов, в том числе и механических передач различных типов.

В машиностроении, кроме зубчатых передач, используют фрикционные передачи. К преимуществу фрикционных передач относится простота конструкции, обеспечивающая невысокую себестоимость изготовления и работу с пониженным уровнем шума и вибрации. Однако их использование ограничивается невысокой нагрузочной способностью и небольшими значениями передаточных отношений. Существующие типы фрикционных передач в основном используются как кинематические. В связи с вышесказанным, стоит проблема создания такой структуры фрикционной передачи, которая обеспечивала бы, с одной стороны, трансформацию вращения с большими значениями передаточных отношений в ограниченных объемах пространства, с другой – обладала нагрузочной способностью, позволяющей использовать передачу в качестве силовой. Решение указанной проблемы позволило бы отказаться от использования во многих механических приводах планетарных зубчатых передач, имеющих повышенную себестоимость изготовления и, следовательно, цену значительно выше цены фрикционных передач.

Для решения указанной выше научной проблемы авторами данной статьи предлагается заменить в структуре

планетарной прецессионной передачи зубчатые венцы на фрикционные диски. Данное технологическое решение позволит обеспечить повышение нагрузочной способности по сравнению с фрикционными передачами других типов, а также обеспечит значительные передаточные отношения на одной ступени при относительно невысокой себестоимости изготовления. При этом предлагается использовать новый способ автоматического создания натяга в контакте фрикционных дисков. Оба данных предложения способствуют созданию прецессионной фрикционной передачи на основе использования структуры планетарной прецессионной передачи зубчатого типа. Новизна данных решений подтверждается полученными патентами [1, 2].

Предлагаемая фрикционная прецессионная передача (рис. 1) содержит корпус 1, имеющий внутреннюю фрикционную рабочую поверхность, противовес 4, жестко связанный с входным валом, на противовес установлена эксцентриковая втулка, которая подпружинена в радиальном направлении пружиной 10, эксцентриковая втулка посредством подшипника 5 соединена с сателлитом 2, фрикционная наружная рабочая поверхность 3 которого взаимодействует с внутренней рабочей поверхностью корпуса 1. Вращение на выходной вал 7, установленный в подшипники 6 с сателлита 2, передается с помощью угловой муфты 8. На выходе установлена манжета 9.

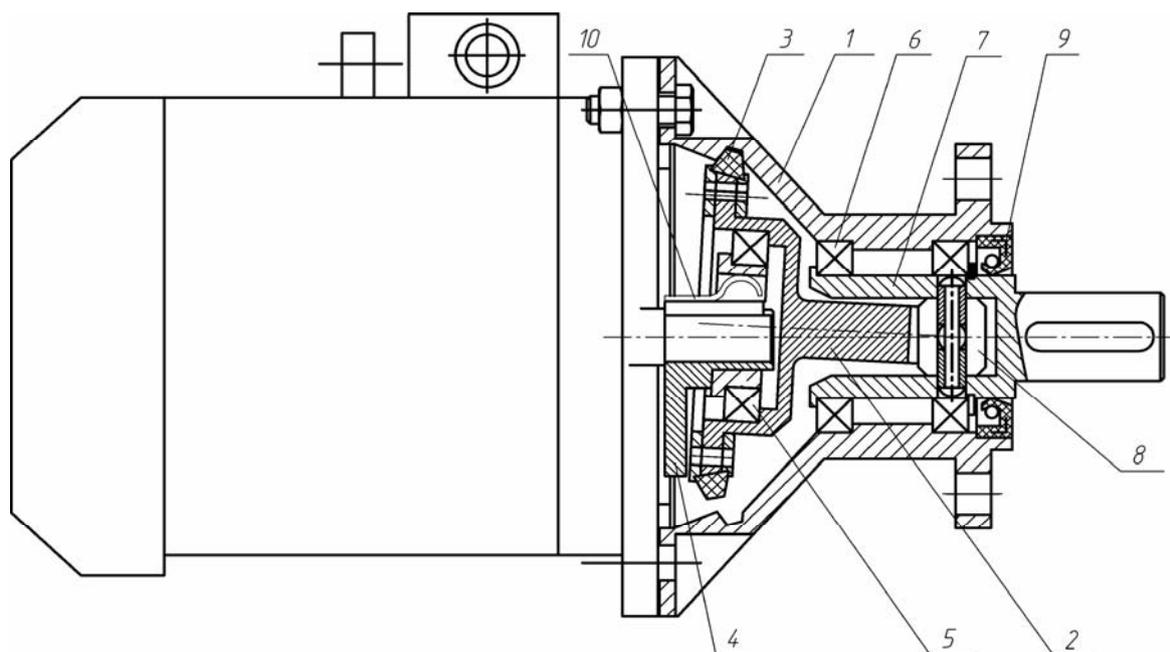


Рис. 1. Планетарная прецессионная передача фрикционного типа

На основе приведенной конструкции прецессионной передачи фрикционного типа была создана компьютерная модель (рис. 2). Данная компьютерная модель состоит из входного вала 1, имеющего наклонную цилиндрическую часть, исполняющую роль косоугольного кривошипа. На наклонной цилиндрической части косоугольного

кривошипа расположены две эксцентрические втулки 2 и 3. В случае износа контактирующих фрикционных поверхностей ослабление напряжений в зоне контакта центрального неподвижного колеса и сателлита, обеспечивающих требуемую несущую способность, не происходит, т. к. поворот эксцентрико-

вых втулок 2 и 3 относительно друг друга увеличивает суммарную величину эксцентриситета, благодаря чему постоянно поддерживается требуемая величина силы прижатия. Таким образом, износ контактирующих поверхностей и звеньев предлагаемой передачи не оказывает влияние на несущую способность, что увеличивает её долговечность. На наружной цилинд-

рической поверхности втулки 3 расположен сателлит 4. Коническая поверхность сателлита 4 контактирует с внутренней конической поверхностью неподвижного колеса 5. В результате указанного взаимодействия сателлит 4 получает вращение, которое может быть передано с помощью шарнира Гука на выходной вал 6.

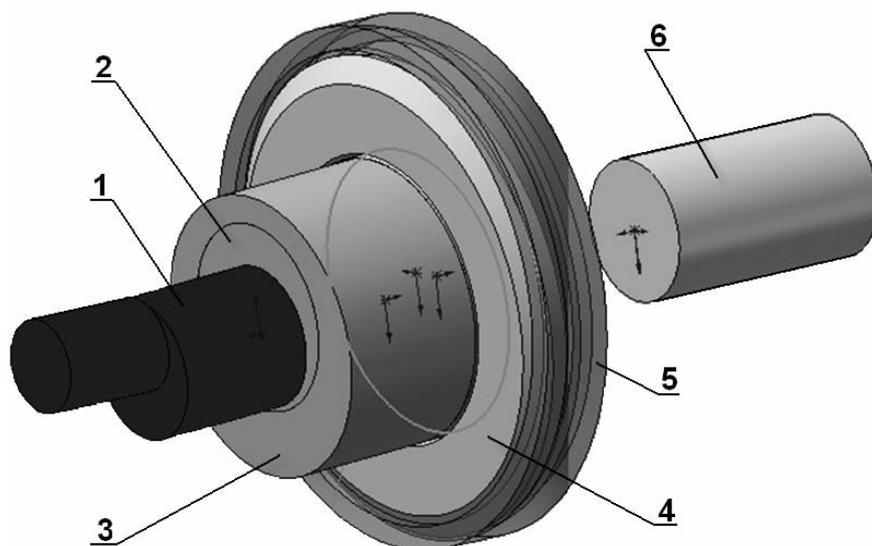


Рис. 2. Компьютерная модель прецессионной передачи фрикционного типа

Компьютерная модель, созданная в САПР SolidWorks, может быть исследована в приложении COSMOSMotion, предназначенном для моделирования динамических систем. Перед проведением исследований необходимо произвести настройку компьютерной модели, осуществив наложение на модель взаимосвязей и настройку параметров взаимодействия ее звеньев (рис. 3).

Центральное колесо определяется в меню программы «Parts» как «Ground Parts», т. е. как неподвижное. Все остальные звенья передачи определяются в этом же меню как «Moving Parts», т. е. как подвижные.

В меню «Constraints» и подменю «Joints» на звенья компьютерной модели наносятся определенные взаимосвязи. Так,

на входной 1 и выходной 2 валы, а также на эксцентриковые втулки 3 и 4 в местах расположения подшипников опор устанавливаются связи «Revolute Joint» относительно «Ground», благодаря чему звенья модели могут совершать взаимный поворот относительно выбранной оси. На сателлит устанавливается связь «Cylindrical Joint» 5 на наклонной части входного вала. Связь между сателлитом и выходным валом, позволяющая передать вращение от первого последнему, устанавливается в виде «Universal Joint» 6. Жесткость и коэффициент демпфирования для всех опор можно назначить в общем меню программы. При необходимости учета жесткости и коэффициента демпфирования в отдельных опорах вместо вы-

шеописанных взаимосвязей используется инструмент «Bushing» из подменю

«Forces» с назначением соответствующих параметров.

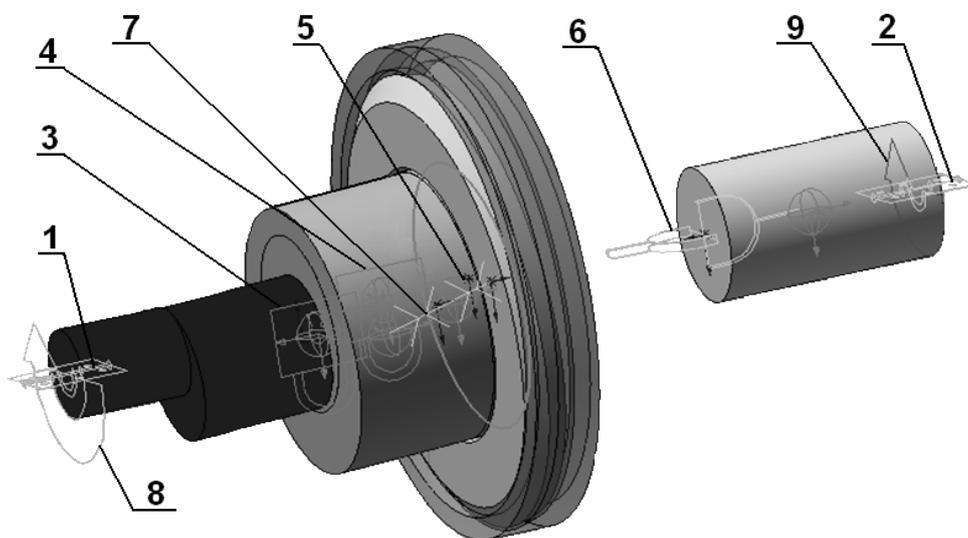


Рис. 3. Вид компьютерной модели прецессионной передачи фрикционного типа с наложенными на нее взаимосвязями

На центральное колесо и сателлит, поверхности которых находятся в контакте, устанавливается связь Contact3D 7 (3D-Контакт) – контакт двух и более тел с учетом особенностей их геометрии. В параметрах Contact3D назначаются материалы тел, входящих в контакт, а также коэффициенты статического и динамического трения.

Затем в меню «Motion» задается вращение вокруг оси OZ на входном валу 8 с угловой скоростью, равной 1500 мин^{-1} , что соответствует значению 9000 град/с . После этого в подменю «Action Only» на выходном валу 9 задается крутящий момент $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

После наложения на компьютерную модель необходимых взаимосвязей осуществляют расчет.

Рассмотрим наиболее важные для механической передачи показатели – кинематическую точность и КПД, получение которых возможно в приложении COSMOSMotion.

Кинематическая точность любой

механической передачи характеризуется погрешностью или разностью между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ее ведомого вала, соответствующими одинаковым углам поворота ведущего вала в измеряемый момент времени.

Кинематическая погрешность может выражаться в угловых единицах.

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_{2d} - \varphi_{2n};$$

$$\varphi_{2d} = \varphi_1 \cdot U, \quad (1)$$

где $\Delta\varphi_2$ – кинематическая погрешность, угл. ед.; φ_{2d} – действительный угол поворота ведомого вала; φ_{2n} – номинальный угол поворота ведомого вала; φ_1 – действительный угол поворота ведущего вала; U – передаточное число передачи.

Средства приложения COSMOSMotion позволяют отобразить изменение значений угла поворота выходного вала во времени в виде графика. Оценка кинематической погрешности пре-

цессионной передачи на основе полученной графической зависимости невозможно, т. к. изменение угла поворота выходного вала происходит в большом диапазоне, что не дает возможности оценить величину колебаний угла поворота относительно номинальных значений. Поэтому необходимо произвести обработку полученных данных, пользуясь формулами (1). Для этого в меню COSMOSMotion с помощью подменю «Export Results» и «To Text file» создается текстовый файл с данными результатов, который далее экспортируется в Microsoft Excel. Обработка экспортируемых данных осуществляется с помощью разработанной специально для этих целей программы, которая в автоматическом режиме рассчитывает шаг угла поворота и определяет кинематическую погрешность в минутах за один оборот выходного вала.

Перейдем к методике определения КПД, который не только определяет энергетические потери в звеньях передачи. Значение КПД рассчитывается по формуле

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}, \quad (2)$$

где M_1 – момент на входном валу, Н·м; M_2 – момент на выходном валу, Н·м; ω_1 – угловая скорость вращения на входном валу, рад/с; ω_2 – угловая скорость вращения на выходном валу, рад/с.

На основе созданной модели планетарной прецессионной передачи в приложении COSMOSMotion могут быть получены параметры, входящие в формулу (2). Крутящий момент M_2 , прилагаемый к выходному валу, и заданная угловая скорость входного вала ω_1 являются входными параметрами. Крутящий момент на входном валу M_1 и угловая скорость выходного вала ω_2 снимаются непосредственно в результатах расчета модели в приложении COSMOSMotion.

Более подробно с методикой определения параметров прецессионной пере-

дачи фрикционного типа можно познакомиться в [3].

Для определения КПД необходимо произвести перерасчет исходных и полученных параметров в соответствии с формулой (2). Для этого был создан программный модуль на алгоритмическом языке Visual Basic, который встраивается в Microsoft Excel как надстройка, что дает возможность использовать модуль во всех документах. Программа автоматически распознает данные, производит расчет КПД, а также представляет результаты расчета в графическом виде. Однако предварительно требуется произвести экспорт данных из приложения COSMOSMotion в Microsoft Excel. Результатом работы программы в Microsoft Excel является график изменения КПД во времени.

В результате анализа компьютерной модели передачи были получены графические зависимости кинематической погрешности угла поворота выходного вала φ от времени при различных значениях крутящего момента на входном валу и значений коэффициента полезного действия η от времени, представленные на рис. 4 и 5.

Одним из критериев, на основании которых возможна оценка целесообразности использования прецессионной передачи фрикционного типа, является уровень значений реакций в подшипниковых опорах выходного вала и сателлита. Снижение силовых факторов положительно сказывается на долговечности работы передачи и на ее массогабаритных показателях. На рис. 6 и 7 показана зависимость реакций в подшипниковых опорах сателлита и выходного вала от времени.

Таким образом, разработанная методика компьютерных исследований планетарной прецессионной передачи фрикционного типа позволяет получать значения КПД, кинематической погрешности и реакций в подшипниковых опорах, что позволит выбирать рациональные параметры при проектирова-

нии передачи. Полученные графические зависимости подтвердили работоспособность построенной компьютерной модели

передачи и программного обеспечения для обработки результатов.

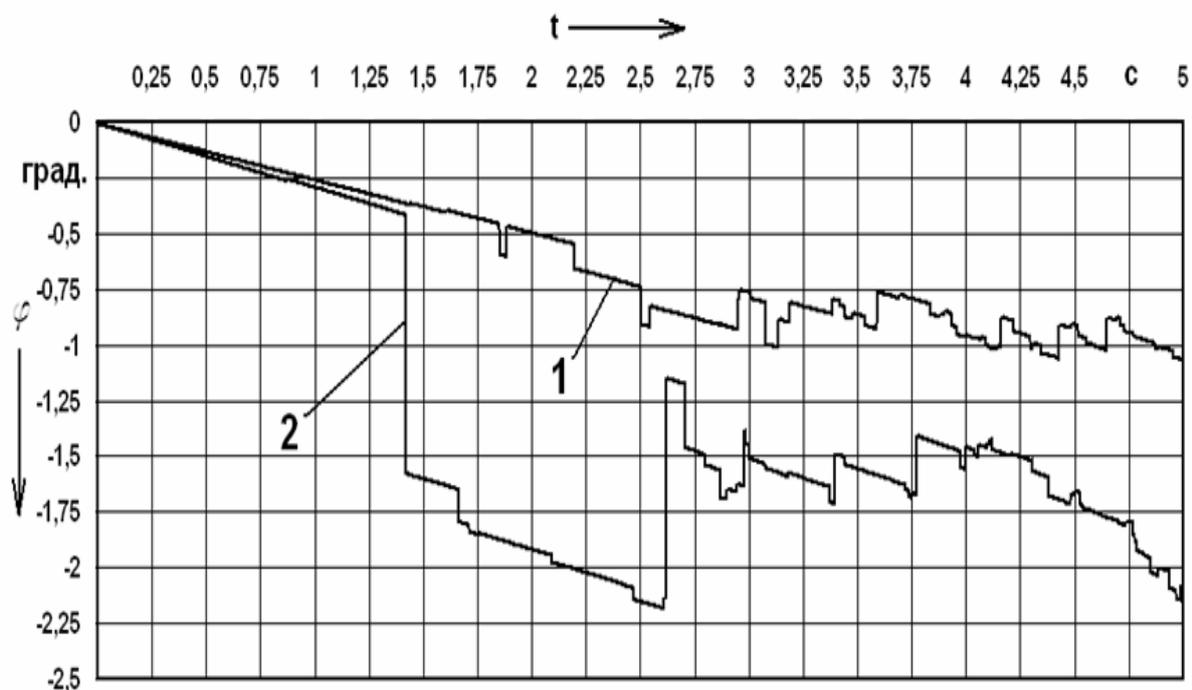


Рис. 4. Зависимость кинематической погрешности от времени: 1 – для момента на выходном валу 10 Н·м; 2 – для момента на выходном валу 15 Н·м

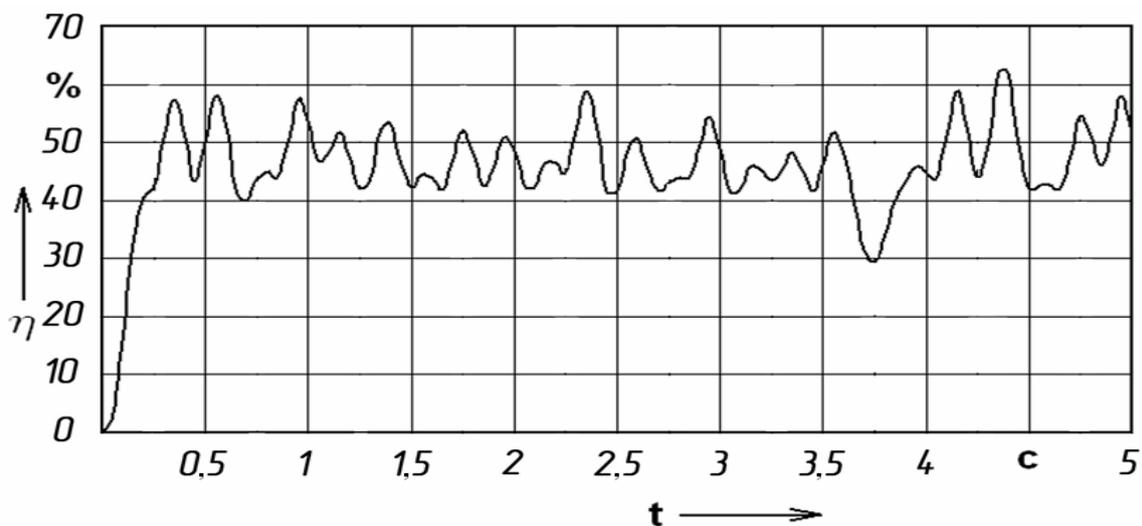


Рис. 5. Зависимость значений КПД от времени

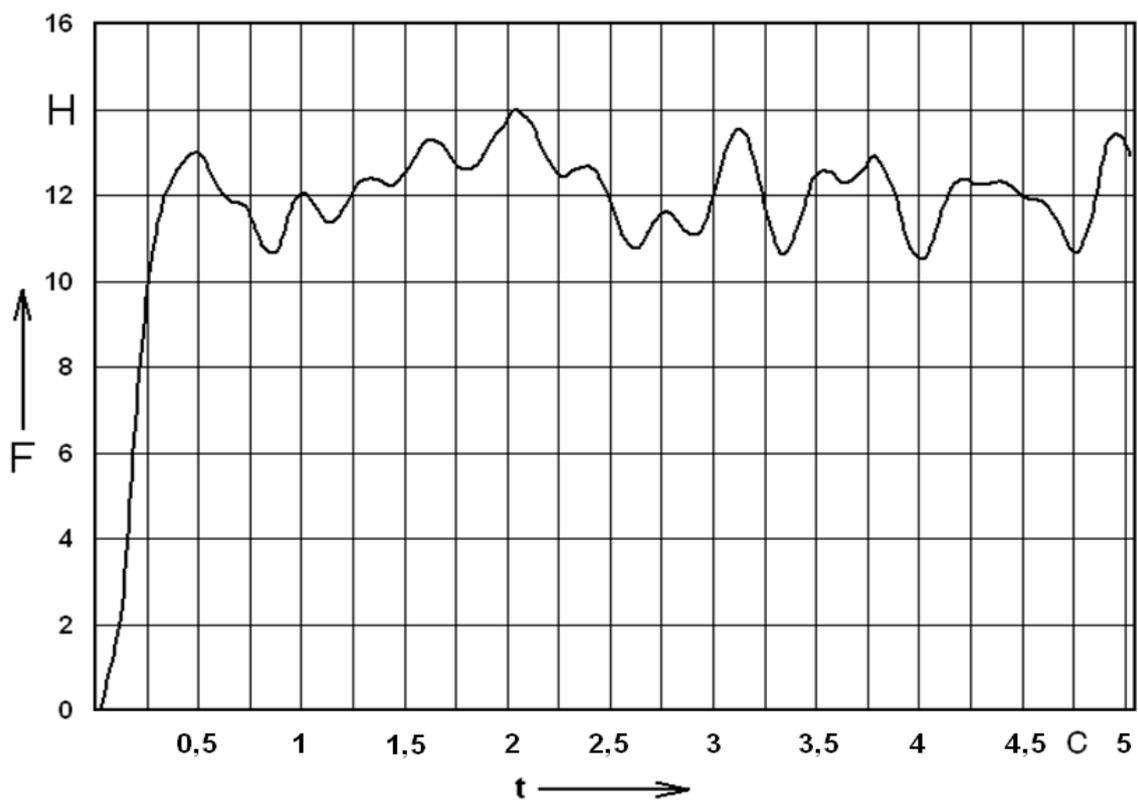


Рис. 6. Изменение значений реакций в подшипниковых опорах сателлита

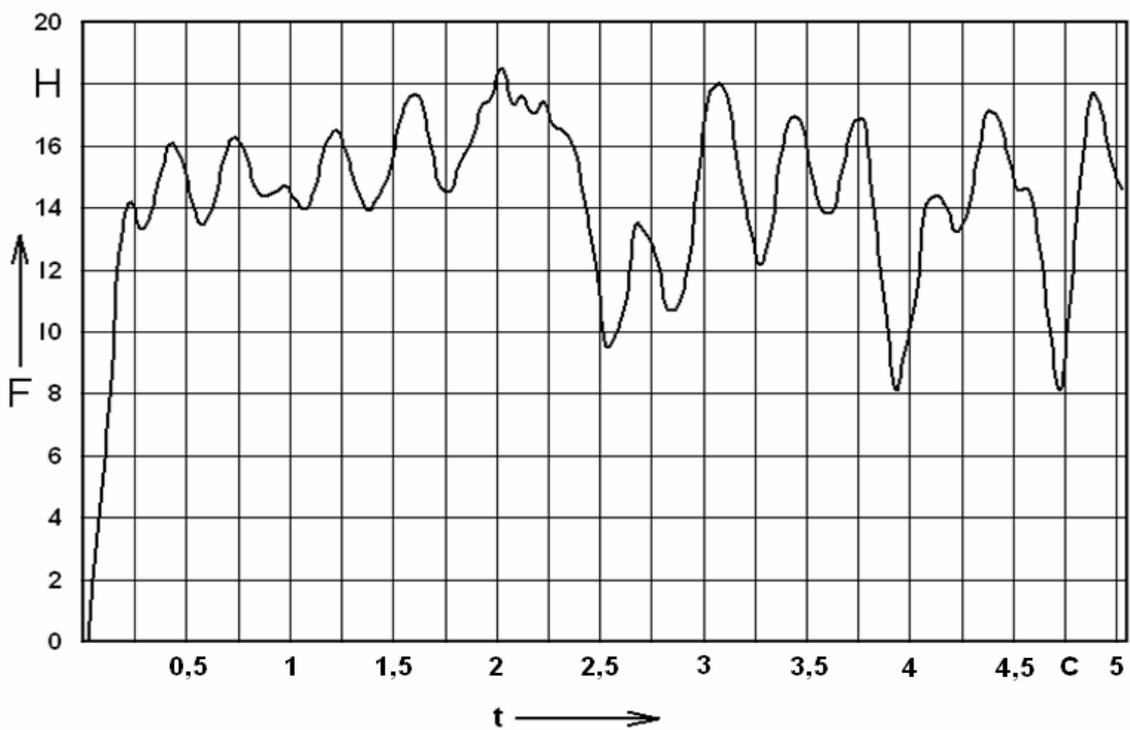


Рис. 7. Изменение значений реакций в подшипниковых опорах выходного вала

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 3156 ВУ, МКИ⁷ F 16 H 7/02, 37/02. Фрикционная планетарная передача / В. Л. Басинюк [и др.] ; заявитель и патентообладатель Ассоциация «Наматехсис». – № и 20060282 ; заявл. 28.04.06 ; опубл. ОБ № 6 2006 г. – С. 199.

2. Пат. 3157 ВУ, МКИ⁷ F 16 H 7/02, 37/02. Фрикционная планетарная передача / В. Л. Басинюк [и др.] ; заявитель и патентообладатель Ассоциация «Наматехсис». – № и 20060283 ; заявл. 28.04.06 ; опубл. ОБ № 6 2006 г. – С. 200.

3. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.11.2008

P. N. Gromyko, O. M. Puskov, L. G. Dokonov
Creation of the methods for computer research
of friction-type planetary precession transmission

The problems of computer research of friction type planetary precession transmission have been considered in the paper. The design of the transmission under research has been given, the methods for a CAD model of the transmission within SolidWorks environment have been presented, the methods of some research within COSMOSMotion application for dynamic systems modeling have been described. The results of the research have proved workability of the software developed to process the results.

УДК 621.833

Д. А. Забелин

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ИХ КИНЕМАТИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ

В статье рассматривается влияние основных элементарных погрешностей изготовления и сборки зубчатых передач на их кинематическую точность. Исследования проводились на основе 3D-моделирования, позволяющего включать в модель зубчатой передачи любые погрешности изготовления и сборки. Приведены результаты исследования влияния погрешностей зубчатых передач на их кинематическую точность, плавность работы, а также пятно контакта.

Кинематическая точность зубчатых передач зависит прежде всего от качества изготовления составляющих её колес. Кинематическая погрешность передачи, показывающая величины рассогласования углов поворотов ведущего и ведомого звеньев, является комплексным показателем точности и несет информацию о погрешностях изготовления и сборки передач. Выявление первичных погрешностей изготовления и сборки передач по результатам измерений кинематической погрешности является одной из актуальных задач современного машиностроения, связанных с повышением точности изготовления зубчатых передач.

Для оценки влияния погрешностей изготовления и сборки зубчатых передач была разработана методика, заключающаяся в построении 3D-модели зубчатой передачи с последующим моделированием её работы и определением кинематической погрешности [1]. Данная методика

была реализована в графической среде AutoCAD (Autodesk Inc.) с использованием языка программирования Visual Basic for Application. 3D-модели зубчатых колес, составляющих передачу, строятся путем моделирования процесса зубонарезания методом обката. Такой подход к построению моделей колес позволяет включать погрешности изготовления, вызванные различными технологическими причинами, такими как колебания звеньев цепи обката станка, биения режущего инструмента и заготовки, погрешности режущих кромок инструмента и т. д. Погрешности сборки передачи задаются путем смещения рабочих осей вращения либо их отклонением от параллельности. На рис. 1 показана построенная по данной методике 3D-модель зубчатой передачи и график её кинематической погрешности.

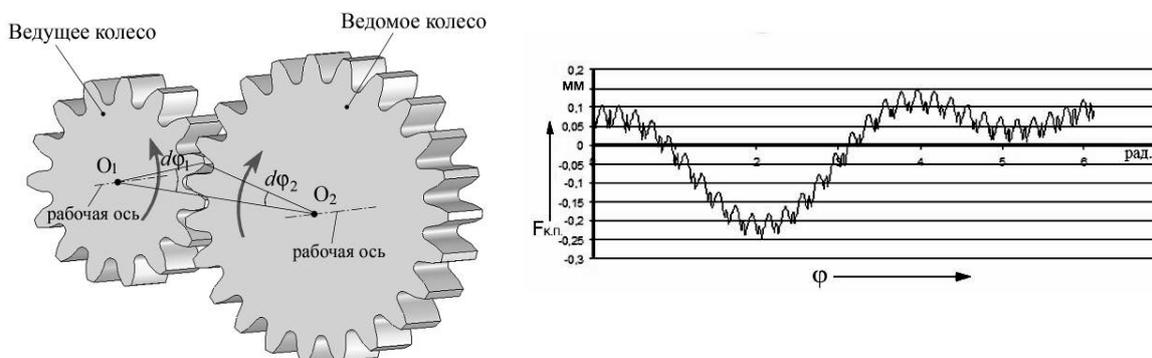


Рис. 1. 3D-модель зубчатой передачи и её кинематическая погрешность

Эксцентриситет оси вращения зубчатых колес передачи может быть вызван в результате погрешностей монтажа колеса на вал (монтажный эксцентриситет) или радиальных погрешностей базирования заготовки на зуборезном станке (геометрический эксцентриситет). На рис. 2, а показан график кинематической погрешности зубчатой передачи и ее амплитудно-частотный спектр при наличии эксцентриситета оси вращения ведомого колеса. Кривая кинематической погрешности представляет собой четкую синусоиду. Эксцентриситет оси вращения ведомого зубчатого колеса четко отражается в спектре в виде первой гармонической составляющей, т. к. данная погрешность проявляется один раз за его полный оборот ведомого колеса. Величина эксцентриситета связана с амплитудой первой гармонической составляющей амплитудно-частотного спектра следующей зависимостью:

$$A_1 = 1,06418 \cdot e, \quad (1)$$

где A_1 – величина первой гармонической

составляющей; e – величина эксцентриситета.

При эксцентриситете оси вращения ведущего колеса кривая кинематической погрешности принимает вид, показанный на рис. 2, б. При количестве зубьев колес моделируемой передачи $z_1 = 18$; $z_2 = 36$ этот вид погрешности четко проявляется в виде второй гармонической составляющей. Это следует из того, что ведущее колесо совершает два полных оборота, т. е. данная погрешность проявляется 2 раза за оборот ведомого колеса (передаточное число $u = 2$). Таким образом, эксцентриситет ведущего зубчатого колеса проявляется в виде гармоники с номером, равным передаточному числу зубчатой передачи. Однако данный случай является частным, т. к. на практике передачи с целыми передаточными числами встречаются достаточно редко. Поэтому на практике она проявляется в виде двух смежных гармоник с номерами, равными округлению передаточного числа в большую или меньшую сторону.

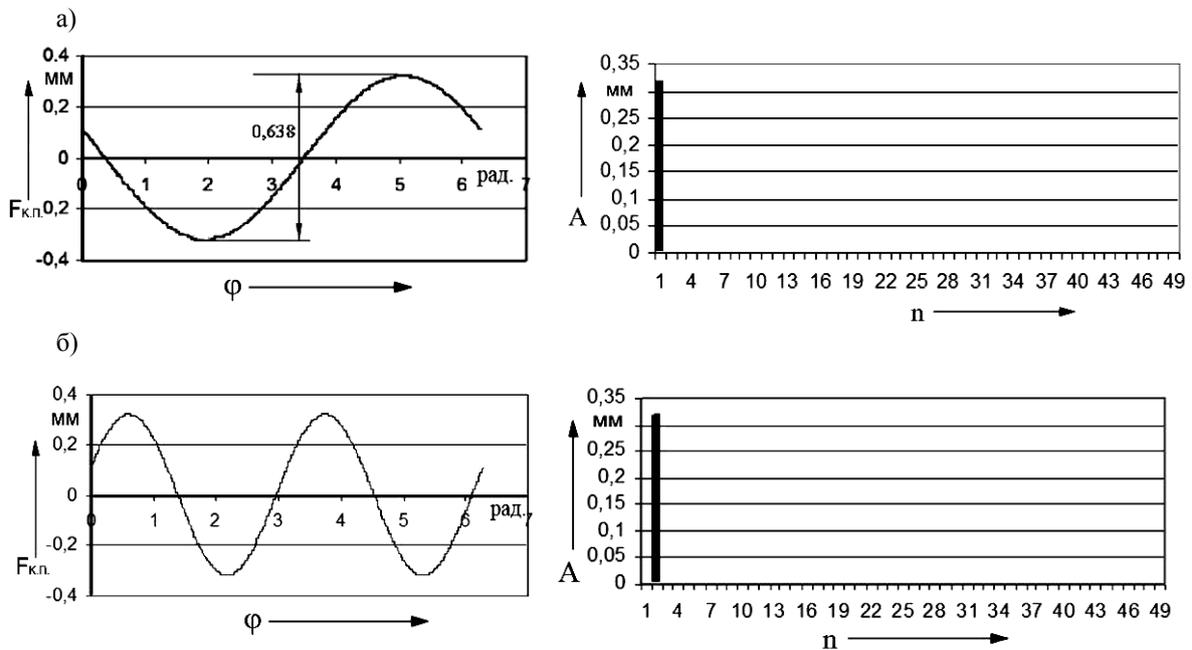


Рис. 2. Графики кинематической погрешности и ее амплитудно-частотные спектры при эксцентриситете вращения ведомого (а) и ведущего (б) зубчатых колес

Для оценки влияния погрешности шага зацепления на кинематическую погрешность передачи была смоделирована работа зубчатой передачи ($z_1 = 15$; $z_2 = 31$; $m = 4,5$ мм) при наличии данной погрешности у ведомого колеса. Ведущее колесо считалось идеальным и строилось без погрешностей. Погрешность шага зацепления возникает в результате изменения радиуса основной окружности вследствие погрешности профиля обрабатываемого инструмента или погрешности скорости обката, например, при зубошлифовании. Погрешность шага зацепления задавалась путем изменения угла профиля инструмента на величину $\Delta\alpha$. При уменьшении номинального угла профиля $\alpha = 20^\circ$ на $\Delta\alpha$ происходит увеличение радиуса основной окружности нарезаемого колеса ($\Delta r_0 > 0$). В результате этого, колесо будет обладать положительной погрешностью шага зацепления, т. е. действительный шаг зацеп-

ления превышает номинальный (теоретический). При увеличении номинального угла профиля на величину $\Delta\alpha$ происходит уменьшение радиуса основной окружности ($\Delta r_0 < 0$), и у колеса наблюдается отрицательная погрешность шага зацепления.

Графики кинематической погрешности при положительной и отрицательной погрешностях шага зацепления ведомого зубчатого колеса показаны на рис. 3. Как видно из графиков, данный вид погрешности проявляется в виде «пилообразного» сигнала, причем направление наклона зубцов зависит от знака погрешности. Так, при наличии положительной погрешности шага зацепления у ведомого колеса (шаг зацепления ведомого колеса больше шага зацепления ведущего колеса) зубцы наклонены вправо (рис. 3, а), при отрицательной – влево (рис. 3, б).

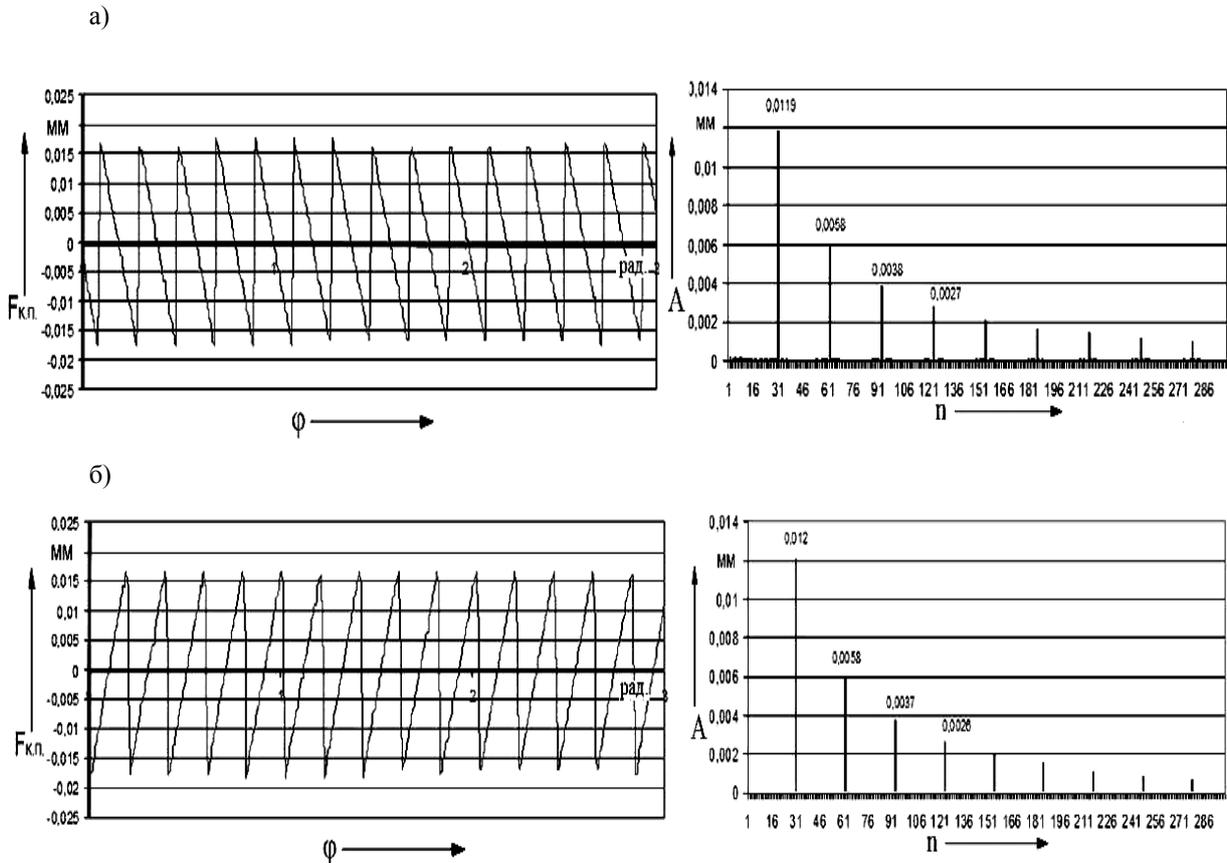


Рис. 3. График кинематической погрешности передачи при погрешности шага зацепления ведомого колеса

Погрешность шага зацепления отчетливо проявляется в спектре кинематической погрешности передачи в виде составляющих зубцовой частоты и кратных ей. Причем наибольшую величину имеет зубцовая составляющая, а кратные ей постепенно уменьшаются с увеличением кратности. При этом спектры кинематической погрешности передачи при отрицательной и положительной погрешностях шага зацепления колеса полностью идентичны и не дают дополнительной информации, позволяющей установить знак погрешности зацепления.

При детальном рассмотрении кривой кинематической погрешности видно, что график состоит из двух участков. Наклонный участок соответствует работе эвольвентных поверхностей, а крутой участок – работе при кромочном контакте (рис. 4).

При наличии положительной погрешности шага зацепления ведомого колеса в точках 1, 2 наблюдается эвольвент-

ное взаимодействие рабочих профилей зубьев (рис. 4, а). В точке 3 в зацепление входит следующая пара зубьев, сопровождаемая ударом кромки зуба ведомого колеса с ножкой зуба ведущего. При дальнейшем повороте зубчатых колес (точки 4, 5) происходит кромочное взаимодействие зубьев до тех пор, пока в работу не вступит эвольвентный участок профиля зуба ведомого колеса.

При отрицательной погрешности шага зацепления (рис. 4, б) на выходе из зацепления рабочих зубьев проявляется кромочное взаимодействие, т. е. вращение передается кромкой зуба ведущего колеса и ножкой зуба ведомого колеса. По мере дальнейшего поворота колес в точке 5 кромочное взаимодействие закончится, и в этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев, сопровождающаяся так называемым срединным ударом.

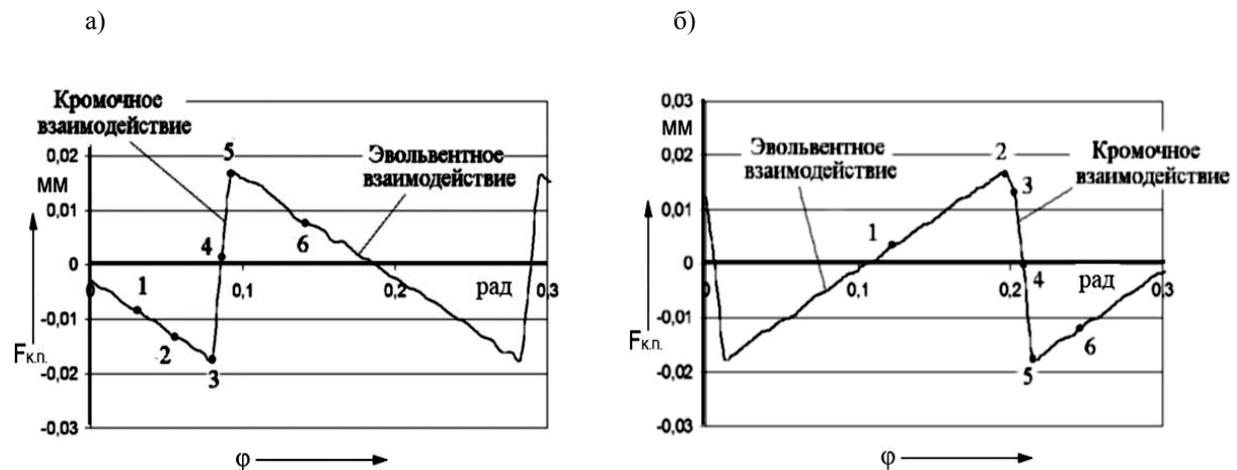


Рис. 4. Фрагмент зубцовой составляющей

Из анализа сигнала кинематической погрешности передачи и взаимодействия зубьев следует, что при отсутствии деформации в один и тот же момент в контакте участвует только одна пара зубьев, т. е. коэффициент перекрытия $\varepsilon = 1$ как при положительной, так и при отрицательной погрешности шага зацепления ве-

домого колеса. Очевидно, что при работе передачи под нагрузкой отрицательная погрешность шага зацепления (шаг зацепления ведущего колеса больше шага зацепления ведомого) будет компенсироваться в результате деформаций зубьев, а положительная погрешность (шаг зацепления ведущего колеса

меньше шага зацепления ведомого) будет увеличиваться.

Основной причиной ухудшения плавности работы передачи и уменьшения полноты контакта поверхностей сопряженных зубьев является погрешность бокового профиля зубьев. Наиболее важным и основным источником погрешности бо-

кового профиля являются погрешности червяка делительной цепи зубообрабатывающего станка и профиля делительного колеса, которые повторяются за каждый оборот этого колеса. Данная погрешность вызывает появление волнистости боковой поверхности нарезаемого зуба по профилю (рис. 5).

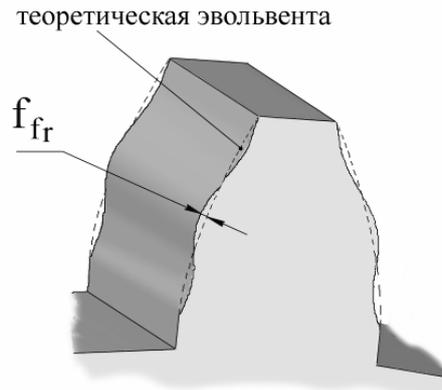


Рис. 5. Волнистость боковой поверхности зуба

Для установления влияния данного вида погрешности на вид кривой кинематической погрешности передачи и ее спектр была смоделирована работа зубчатого зацепления ($z_1 = 15$; $z_2 = 31$; $m = 4,5$ мм) при волнистости боковой поверхности ($f_{fr} = \pm 0,030$ мм) ведомого колеса с различным количеством волн q , укладываемых на боковой поверхности зубьев.

Как видно из графика кинематической погрешности и ее спектра (рис. 6), волнистость боковой поверхности профиля проявляется в виде значительного увеличения гармоник на зубцовой и кратных ей частотах. Так, на рис. 7 показаны амплитуды зубцовой и кратных ей (до шестой включительно) составляющих спектра. При количестве волн $q = 1$ и $q = 2$ наибольшее значение имеет первая гармоника зубцовой частоты, при $q = 3$ и $q = 4$ – вторая, а при $q = 5$ и $q = 6$ – третья. Величины максимальных амплитуд при количестве волн 1–4 приблизительно одинаковы, и отличаются не более чем на 2,5 мкм. Однако при $q = 5,6$ максимальная амплитуда, т. е. тре-

тья кратная зубцовой составляющая, значительно меньше наибольших составляющих при $q = 1 \dots 4$. Это объясняется тем, что при большом количестве волн контакт профилей зубьев будет происходить не в одной точке, а по нескольким точкам, лежащим на вершинах волн, что отражается в уменьшении амплитуд высокочастотных составляющих спектра. Следует отметить, что погрешность профиля с количеством волн $q > 4$ не так часто встречается на практике, т. к. при высокочастотных колебаниях звеньев цепи обката станка наблюдается срезание волн. Так, в момент образования впадин между гребнями волн инструмент снимает стружку и в тех местах профиля, где должны были образовываться гребни волн.

Рассмотренная погрешность профиля, выраженная в виде волнистости боковой поверхности, не является единственным возможным вариантом отклонения от теоретического профиля. Так, конечность режущих кромок, величины

осевой подачи, а также неравномерность окружного шага канавок фрезы или значительные сдвиги режущих кромок фрезы, возникающие в силу каких-либо погрешностей изготовления, приводят к нарезанию зубчатых колес, у которых боковая поверх-

ность всех зубьев состоит из нескольких плоскостей. Эти плоскости пересекаются между собой вдоль контактных линий колеса и образуют огранку поверхности зуба.

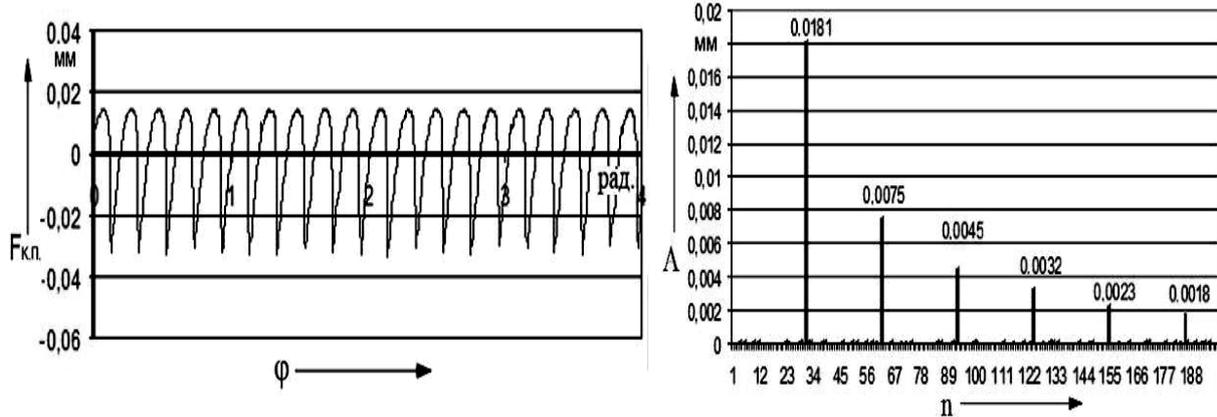


Рис. 6. Кинематическая погрешность и ее спектр при волнистости профиля ведомого колеса

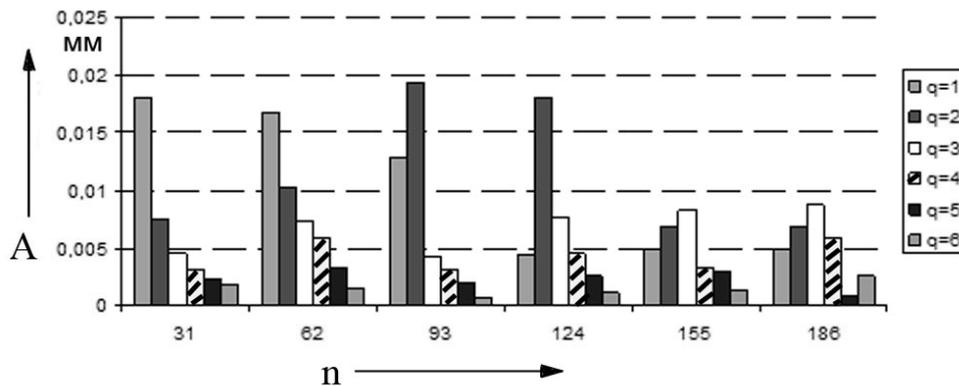


Рис. 7. Зубцовая и кратные ей составляющие спектра при волнистости боковой поверхности зубьев ($z_1 = 15$; $z_2 = 31$)

Огранка, как и волнистость боковой поверхности, четко проявляется на спектре кинематической погрешности в виде зубцовой и кратных ей составляющих. Однако на спектре кинематической погрешности не обнаруживается каких-либо особых признаков, позволяющих установить соответствие данному виду погрешности. Огранку с определенной долей допущения можно считать частным случаем волни-

стости, при которой количество волн соответствует числу ребер на боковой поверхности зубьев. Так, на рис. 8 показан зуб, у которого боковая поверхность состоит из пяти плоскостей, т. е. имеется четыре ребра на поверхности зуба. На рис. 9 показано сравнение фрагментов кривой кинематической погрешности при волнистости боковой поверхности с количеством волн $q = 4$ (пунктир-

ная линия) и кривой кинематической погрешности при огранке зуба с четырьмя ребрами на поверхности.

Рассмотренные выше погрешности процессов зубообработки носят систематический характер и проявляются на всех

зубьях. Однако в результате вибраций станка, вызванных как колебаниями сил резания, так и внешними воздействиями, могут возникнуть местные дефекты зубьев, носящие случайный характер.

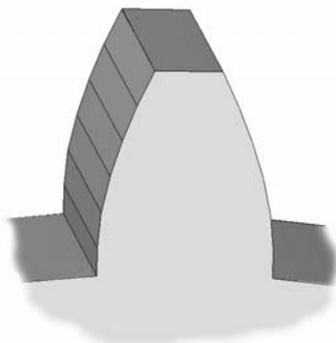


Рис. 8. Огранка боковой поверхности зубьев

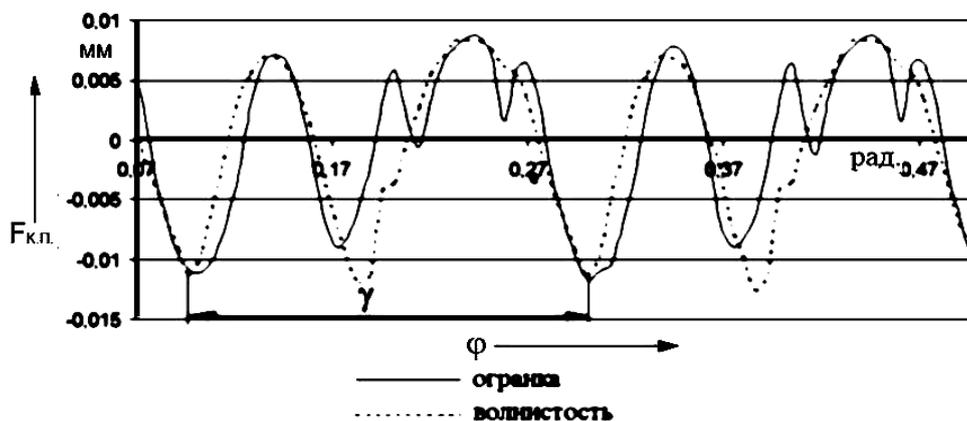


Рис. 9. Фрагменты кривых кинематической погрешности при волнистости ($f_{fr} = 0,010$ мм; $q = 4$) и огранке боковой поверхности зубьев

Также на искажение профиля зуба влияет состояние режущей кромки инструмента, т. е. его местные неровности. Особенностью погрешности данного вида является то, что она, как правило, проявляется на отдельных зубьях. На рис. 10 показан график кинематической погрешности передачи при геометрическом эксцентриситете ведомого колеса ($e = 0,050$ мм). На

боковой поверхности одного из зубьев ведомого колеса присутствует дефект. Как видно из графика, такой дефект, представляющий собой выступ на боковой поверхности одного из зубьев, четко отражается в сигнале кинематической погрешности в виде всплеска, проявляющегося один раз за оборот колеса. При этом всплеск направлен вверх.

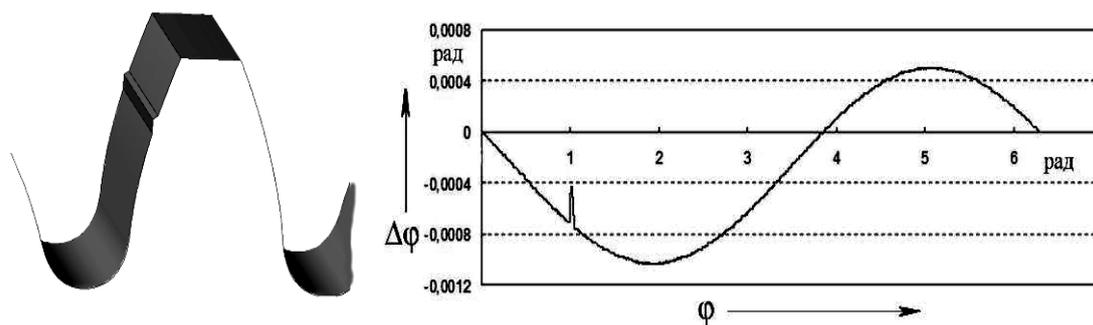


Рис. 10. Местный дефект в виде выступа на боковой поверхности зуба и проявление его на графике кинематической погрешности

Местный дефект в виде впадины на боковой поверхности (рис. 11), как и выступ, отражается в виде всплеска на графике кинематической погрешности, при этом всплеск направлен в обратную сторону. Однако величина этого всплеска намного меньше величины всплесков от выступов. Данное обстоятельство делает обнаружение таких местных дефектов воз-

можным только при детальном рассмотрении графика кинематической погрешности. К тому же наличие высокочастотных колебаний в сигнале кинематической погрешности, вызванных различными отклонениями профиля зубьев, делают обнаружение небольших всплесков практически невозможным.

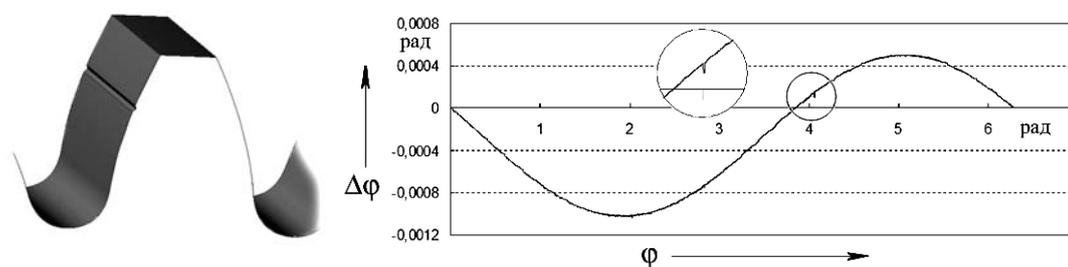


Рис. 11. Местный дефект в виде впадины на боковой поверхности зуба и проявление его на графике кинематической погрешности

В отличие от графика кинематической погрешности графики угловых скоростей и ускорений, полученные дифференцированием кинематической погрешности, позволяют более точно выявлять различные местные дефекты. Так, дефект в виде впадины, вызывающий незначительный всплеск на графике кинематической погрешности, четко отражается на

графике угловых скоростей (рис. 12). Данный факт может быть успешно использован для выявления по виду графиков кинематической погрешности, угловой скорости и ускорений различных местных дефектов, таких как забоины, сколы, трещины и др.

Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необ-

ходимо, чтобы полнота контакта сопряженных боковых поверхностей зубьев колес была наибольшей. При неполном и неравномерном прилегании зубьев уменьшается несущая площадь поверхности их контакта, неравномерно распределяются контактные напряжения и смазоч-

ные материалы, что приводит к интенсивному изнашиванию зубьев. Основными показателями, влияющими на условия контакта в передаче при сборке, являются отклонения от параллельности и перекос рабочих осей зубчатых колес.

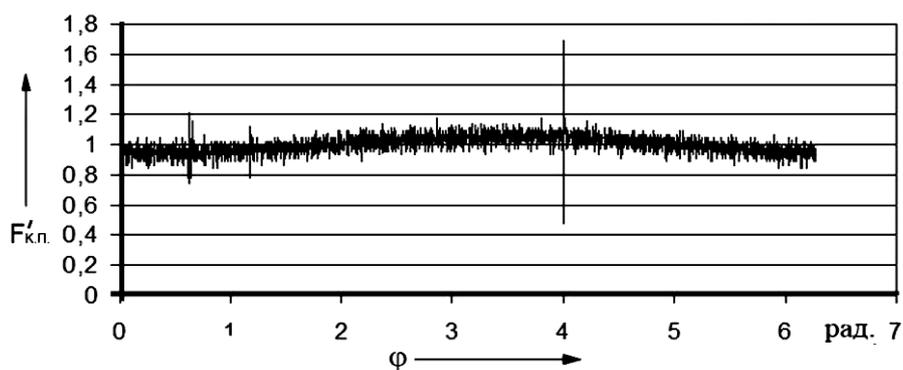


Рис. 12. Проявление местного дефекта на графике угловых скоростей

Для прямозубой зубчатой передачи с шириной венца $B = 26$ мм было смоделировано влияние отклонения от параллельности и перекоса рабочих осей колес на суммарное пятно контакта. На рис. 13, а показано суммарное пятно контакта передачи при отклонении от параллельности рабочих осей колес на $0,15$ град. При увеличении данной по-

грешности суммарное пятно контакта по длине зуба уменьшается (рис.13, б). Таким образом, даже при относительно небольших значениях данной погрешности контакт зубьев колес происходит по прямой (зуб одного колеса перекачивается кромкой по боковой поверхности зуба другого колеса).

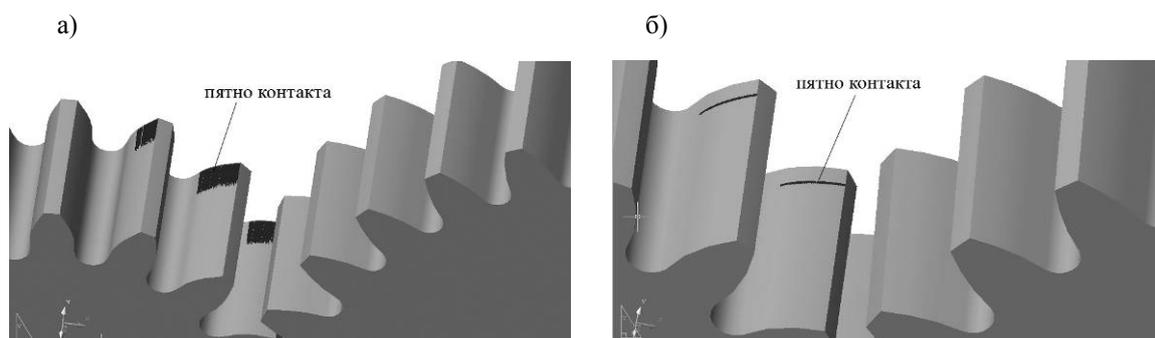


Рис. 13. Влияние отклонения от параллельности осей зубчатых колес на пятно контакта в передаче

На графике кинематической погрешности отчетливо проявляется циклическая составляющая на частоте, равной числу зубьев ведомого колеса. При

детальном рассмотрении формы зубцовой составляющей (рис. 14) видно, что она имеет пилообразный вид, с присутствием фазы эвольвентного и

кромочного контактов. Подобный вид кривой кинематической погрешности на-

блюдался при моделировании погрешности шага зацепления.

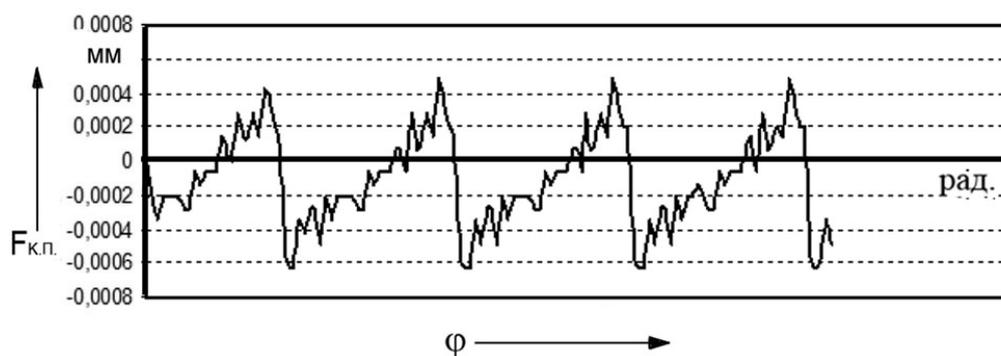


Рис. 14. Фрагмент зубцовой составляющей кривой кинематической погрешности при отклонении от параллельности рабочих осей колес на 2,0 град

Можно сделать вывод, что при наличии отклонения от параллельности рабочих осей происходит косвенное искажение эвольвенты зуба, приводящее к появлению погрешности шага зацепления передачи. Данное обстоятельство позволяет судить о возможности определения по результатам кинематического контроля передачи величины отклонения от парал-

лельности осей зубчатых колес, а также оценить ее влияние на пятно контакта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Забелин, Д. А. Исследование образования кинематических погрешностей зубчатых колес на основе 3D-моделирования / Д. А. Забелин // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 1. – С. 73.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.11.2008

D. A. Zabelin

Influence of manufacturing errors and assembly of gear transmission on their kinematic accuracy

Influence of the basic elementary errors of manufacturing and assembly of a gear transmission on their kinematic error is considered in the article. The research was carried out on the basis of the 3D-modelling, which allows including any errors of manufacturing and assembly in the model of a gear. Results of the research of influence of errors of tooth gearings on their kinematic accuracy, drive operation smoothness and tooth contact are given in the article.

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, канд. техн. наук, доц.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ И АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье рассмотрена методика оценки кинематических погрешностей планетарных роликовых передач на базе экспериментальных исследований в статике и при работе передачи. Получены графики и спектры амплитуд кинематической погрешности передачи, проведен анализ гармонических составляющих спектра. Показано влияние балансировки редуктора на высокочастотные гармоники кинематической погрешности.

Методы и средства измерения кинематических погрешностей зубчатых колес позволяют определить погрешности лишь отдельных колес или двух колес в зацеплении без монтажа их с валами, подшипниками и корпусом. Они не подходят для контроля планетарных роликовых передач, т. к. для оценки их кинематической погрешности необходим контроль передачи в сборе.

С учетом сказанного, для экспери-

ментальных исследований роликовых передач в сборе разработаны устройства [1, 2], на которые получены патенты на изобретения. На базе этих устройств разработаны установки и методики оценки на этих установках кинематических погрешностей.

На рис. 1 представлена установка для измерения кинематической погрешности планетарного роликового редуктора в статике.

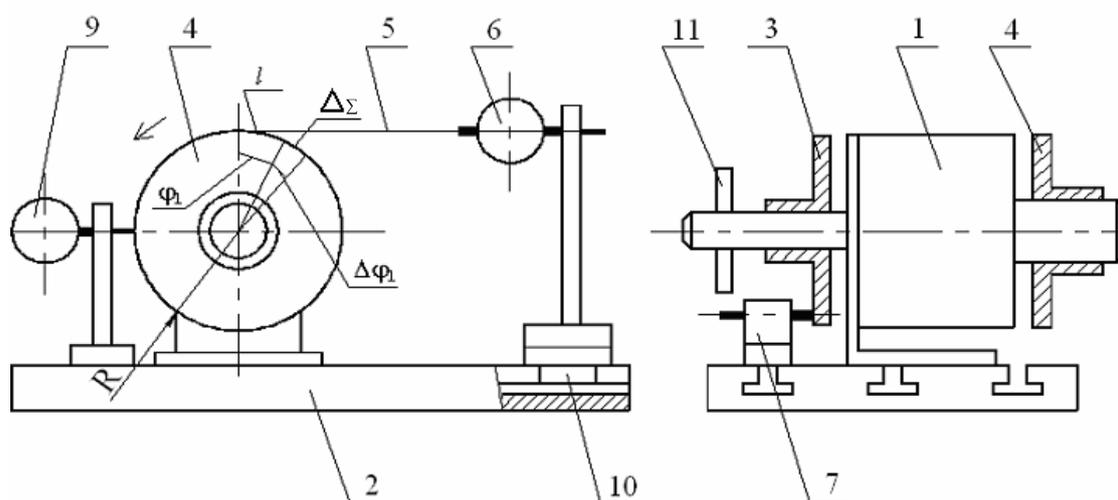


Рис. 1. Схема установки для измерения кинематических погрешностей механических передач в статике

На установке измеряется кинематическая погрешность при определенных углах поворотов ведущего и ведомого валов передачи. При этом не учитываются высо-

кочастотные погрешности передачи.

На ведущем валу исследуемой передачи 1 (см. рис. 1), установленной на основании 2, закреплен делительный диск

3, который имеет конические отверстия, расположенные на окружности с точностью межосевого расстояния $\Delta = 50$ мкм. На выходном (ведомом) валу редуктора закреплен измерительный диск 4, к цилиндрической поверхности которого прикреплена струна 5, связывающая этот диск с ножкой индикатора 6, закрепленного на штативе. Повороты ведущего вала передачи на равные углы осуществляются при помощи фиксатора 7 и рукоятки 11. Конический наконечник фиксатора под действием пружины последовательно входит в конические отверстия делительного диска 3, обеспечивая одинаковые углы поворота φ ведущего вала. Для измерения угла поворота ведомого вала используется индикатор 6, к ножке которого прикреплена струна.

При повороте ведущего вала на угол φ и, соответственно, ведомого вала на угол

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{u}, \quad (1)$$

где u – передаточное число передачи, струна, наматываясь на диск 4, перемещает ножку индикатора на величину, равную длине l дуги, соответствующей углу φ_1 , т. е.

$$l = \varphi_1 R, \quad (2)$$

где R – радиус измерительного диска 4, закрепленного на выходном валу редуктора.

Количество измерений за один полный оборот выходного вала составляет

$$n = \frac{2\pi}{\varphi_1} = \frac{2\pi u}{\varphi}. \quad (3)$$

Так как ход индикатора ограничен, то через определенное число поворотов ведущего вала штатив с индикатором необходимо передвигать в сторону перемещения струны и устанавливать индикатор на ноль. Прямолинейность перемещения штатива обеспечивается шпонкой 10, закрепленной в его основании и размещенной в Т-образном пазу основания 2.

Количество измерений за одно перемещение штатива составляет

$$n = \frac{a}{\varphi_1 R} = \frac{au}{\varphi R}, \quad (4)$$

где a – ход индикатора.

Кинематическую погрешность передачи $F_{к.п.}$ можно определить как разность между действительной l_d и номинальной l_n длинами дуг окружности измерительного диска радиуса R при его повороте на угол φ_1 , т. е.

$$F_{к.п.} = l_d - l_n. \quad (5)$$

Действительная длина дуги l_d определяется непосредственным измерением по показанию индикатора, а номинальная длина дуги определяется соотношением

$$l_n = \varphi_1 R, \quad (6)$$

где φ_1 – номинальный (расчетный) угол поворота выходного вала (в радианах), определяемый по соотношению (1).

На точность измерения влияет радиальное биение диска, установленного на выходном валу. Для оценки радиального биения диска 4 используется индикатор 9, показания которого Δ (см. рис. 1) учитываются при определении действительной длины дуги. С учетом показаний индикатора 9

$$F_{к.п.} = l_d - l_n \pm \Delta, \quad (7)$$

где верхний и нижний знаки принимаются в зависимости от направления радиального биения Δ .

Погрешность измерения на установке определим, учитывая случайные погрешности

$$\begin{aligned} \Delta_{\Sigma} &= k_1 \sqrt{\sum_{i=k}^n (\Delta_{м.р.}/u)^2 + \Delta_{п.с.}^2 + \Delta_{ин}^2 + \Delta_{ос}^2} = \\ &= 1,2 \sqrt{(50/14)^2 + 12^2 + 10^2 + 10^2} = \\ &= 22,6 \text{ мкм}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\Delta_{м.р.}$ – погрешность межосевого рас-

стояния отверстий делительного диска; $\Delta_{p.c.}$ – растяжение струны; $\Delta_{ин}$ – цена деления индикатора; $\Delta_{ов.}$ – погрешность формы цилиндрической поверхности измерительного диска; u – передаточное число роликовой передачи; k_1 – коэффициент относительного рассеивания, характеризующий степень отличия закона распределения от нормального рассматриваемого параметра.

Растяжение струны определим по формуле

$$\Delta_{p.c.} = \frac{F \cdot l}{E \cdot S}, \quad (9)$$

где F – усилие на ножке индикатора, $F = 0,5$ Н; E – модуль упругости, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; S – площадь поперечного сечения струны (диаметр струны $d = 0,2$ мм); l – длина струны, $l = 150$ мм.

При измерениях длина струны l будет изменяться, т. к. струна наматывается на измерительный диск, и растяжение струны будет непостоянным. В расчетах принята наибольшая длина струны.

Полученное значение $\Delta_{\Sigma} = 22,6$ мкм в угловых единицах, приведенное к радиусу $R = 100$ мм измерительного диска, составит 46,6 угл. с. При этом, чем больше будет радиус R , тем меньше будет погрешность измерения в угловых единицах. Так, если длина дуги (см. рис. 1), соответствующая значению Δ_{Σ} , равна $\Delta\varphi_1 R$, то

$$\Delta\varphi_1 = \frac{\Delta_{\Sigma} 180}{R\pi}. \quad (10)$$

Увеличив радиус измерительного диска, можно уменьшить суммарную погрешность измерения.

Для оценки кинематической погрешности приработанного и неприработанного роликового редуктора под нагрузкой были проведены измерения кинематических погрешностей при различных моментах на ведомом валу. При этом к ведомому валу редуктора присоединялся электромагнитный порошковый тормоз ПТ6М. Приработка редуктора выполнялась 20 ч. Кинематическая погрешность при измерениях выражена в линейных величинах и отнесена к окружности, соответствующей рабочему радиусу измерительного диска, который составляет 100 мм.

На рис. 2 и 3 представлены графики кинематических погрешностей приработанного редуктора без нагрузки и при нагружающем моменте на ведомом валу 20 Н·м.

На каждом рисунке построено 4 графика, полученных при измерениях 4 полных оборотов выходного вала. Видно, что графики не накладываются друг на друга, а имеют некоторое смещение по оси ординат. Это смещение связано с колебанием зазоров в передаче при дискретном измерении в статике.

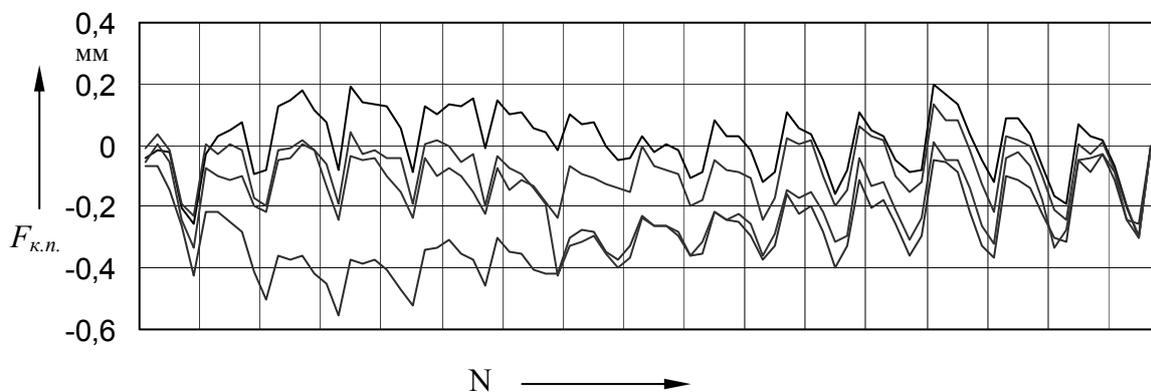


Рис. 2. Графики кинематической погрешности роликового редуктора после его приработки в течение 20 ч без нагрузки

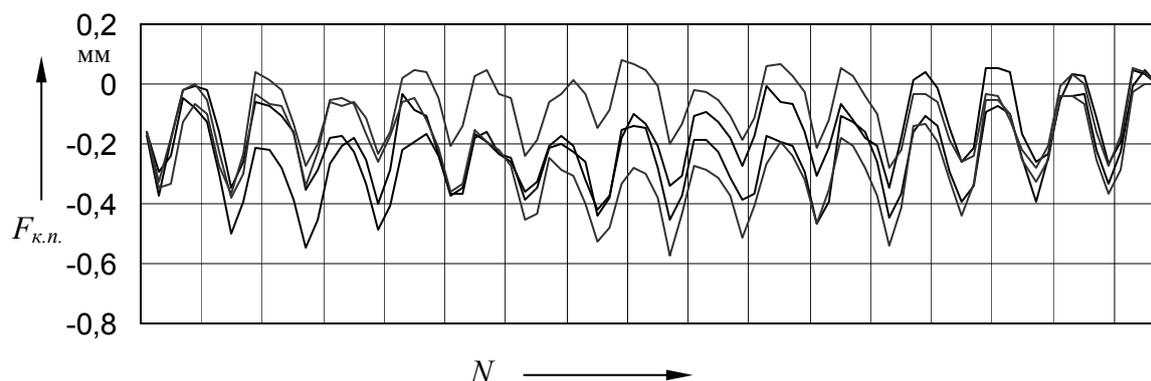


Рис. 3. Графики кинематической погрешности роликового редуктора после его приработки в течение 20 ч при нагрузке 20 Н·м

Так как измерение в статике происходит с остановками после каждого поворота ведущего вала, то ролики сначала входят в зацепление, а затем после поворота смещаются относительно фиксированного положения в пределах зазоров. Под нагрузкой, как видно из графиков (см. рис. 3), это смещение уменьшается. Таким образом, интервалы между верхними и нижними кривыми на рис. 2 и 3 характеризуют величины зазоров при каждом повороте ведомого вала.

На графиках также хорошо выделя-

ются 14 периодов за полный оборот выходного вала. Каждый из этих периодов соответствует полному обороту ведущего вала, т. к. передаточное число редуктора $u = 14$. Следовательно, каждый период кривой можно рассматривать как кинематическую погрешность ведущего вала редуктора.

На рис. 4 представлен спектр амплитуд кинематической погрешности планетарного роликового редуктора после его приработки в течение 20 ч без нагрузки.

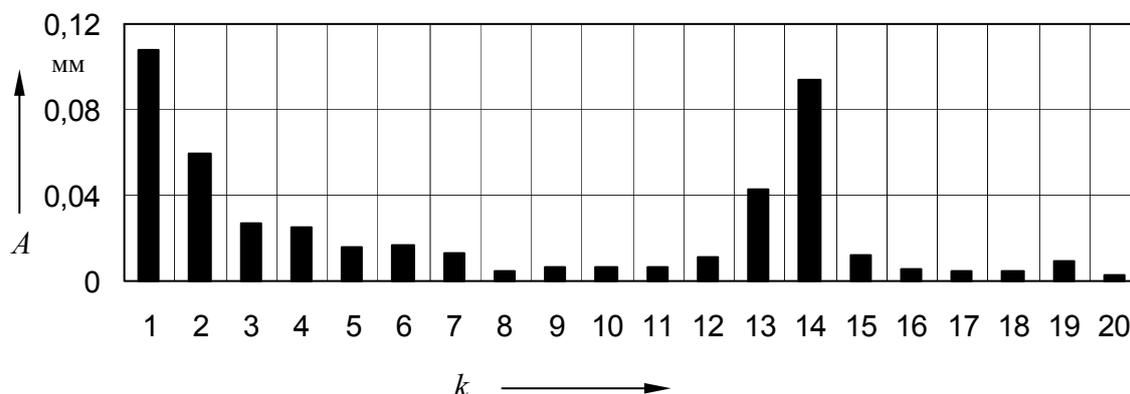


Рис. 4. Спектр амплитуд кинематической погрешности роликового редуктора после его приработки в течение 20 ч без нагрузки

Как видно из спектров, наибольшие амплитуды имеют 1 и 14 гармоники, характеризующие погрешности ведущего и ведомого звеньев редуктора. При измерениях в статике максимальная величина кинематической погрешности приработанного редуктора была в 1,2...1,4 раза меньше, чем неприработанного. В обоих случаях значение максимальной кинематической погрешности с увеличением нагрузки изменяется неоднозначно.

Результаты измерений кинематической погрешности в статике показали, что для планетарных роликовых редукторов с симметрично нагруженными роликами кинематическая погрешность составляет 18...30 угл. мин. При дискретном измерении кинематическая погрешность определялась по 84 точкам. Это не позволило выявить высокочастотные гармоники, которые были определены при работе передачи. К тому же в статике значение максимальной кинематической погрешности

за один оборот ведомого вала меньше действительного ее значения, т. к. здесь не проводится непрерывное измерение и не учитываются динамические свойства редуктора. Однако преимуществом при измерении в статике является отсутствие таких динамических явлений, как вибрации и шумы, которые накладываются на спектр кинематической погрешности и могут завышать ее значение. Кроме того, представленный метод не требует специальных дорогостоящих средств контроля и может эффективно применяться в условиях неспециализированного производства.

Для оценки кинематической погрешности опытных образцов планетарных роликовых передач при их работе был использован стенд, разработанный на кафедре «Технология машиностроения» на базе информационно-измерительной системы (рис. 5).

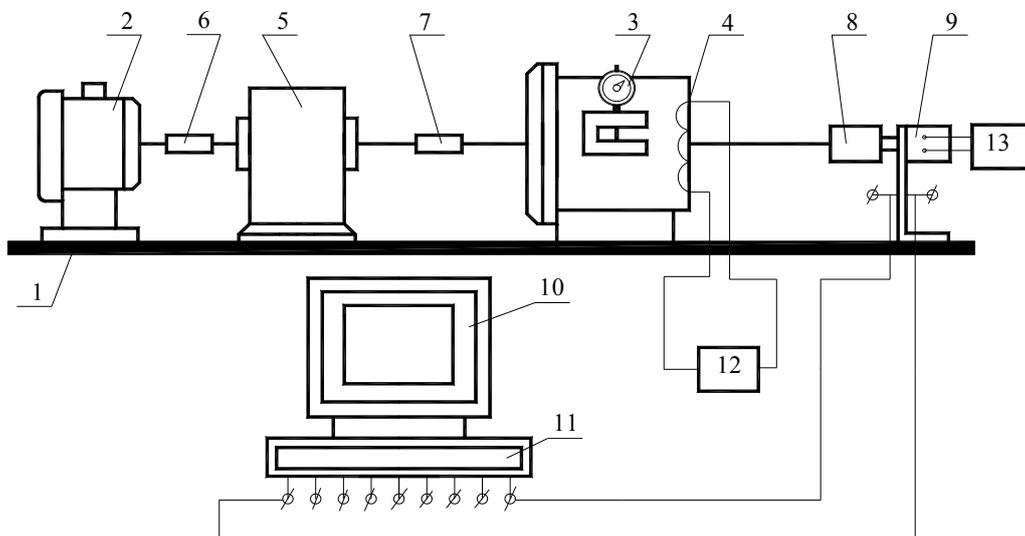


Рис. 5. Схема стенда для автоматизированного контроля кинематических погрешностей передач в сборе

На общем основании 1 (см. рис. 5) установлен приводной двигатель 2, электромагнитный тормоз 3 с обмоткой управления 4. Испытуемая передача 5 соединена муфтами 6, 7 с двигателем и тормозом,

а пружинной муфтой 8 – со стандартным преобразователем угловых перемещений 9 типа ВЕ 178А, снабженным оптическим формирователем импульсов с числом отсчетов за оборот $N = 2500$.

Информация от преобразователя обрабатывается информационно-измерительной системой 11, выполненной в виде платы расширения ПЭВМ 10. Питание преобразователя и тормоза осуществляется источниками 13 и 12. Наличие электромагнитного тормоза дает возможность исследовать изменение кинематической погрешности передачи при различных нагрузках (постоянных, гармонических и случайных), моделирующих эксплуатационные условия.

Преобразователем при вращении ведомого вала формируется последовательность прямоугольных импульсов равной амплитуды, но различной скважности, связанной с наличием кинематических погрешностей, и неравномерности частоты вращения вала. В силу того, что кинематические погрешности передачи интегрируются за каждый оборот ведомого вала, мерой неравномерности вращения вала является отклонение частоты следования импульсов от ее среднего значения. Таким образом, кинематическая погрешность передачи может быть оценена по формуле

$$F = \left(t_k - \frac{2\pi}{N \cdot \omega} \right) \cdot \omega \cdot r, \quad (11)$$

где t_k – время, соответствующее началу фронта k -го импульса; ω – угловая частота вращения выходного вала; N – число отсчетов кинематической погрешности за оборот входного вала.

Формула (11) с учетом средней длительности импульсов t_{cp} может быть приведена к более удобному для расчетов виду:

$$F = (t_k - k \cdot t_{cp}) \cdot \omega \cdot r. \quad (12)$$

Данная формула позволяет оценить кинематическую погрешность передачи в том случае, если $\omega = \text{const}$. Поэтому на ведомом валу передачи (на валу приводного электродвигателя) полезно установить инерционную массу, обеспечивающую строгую равномерность вращения ведущего вала исследуемой передачи. Однако, как правило, ротор приводного двигателя обладает достаточной для выполнения

данного условия инерционностью, и чаще всего в дополнительной инерционной массе нет необходимости. Последовательность импульсов, формируемая преобразователем угловых перемещений, вводится в информационно-измерительную систему. При этом информация с преобразователя фиксируется в ASCII – файле в виде таблицы «Напряжение–время». Учитывая тот факт, что напряжение от преобразователя в большей или меньшей степени искажено шумами, специальной программой производится дискретное преобразование длительностей импульсов по принципу аналого-цифрового преобразования относительно среднего уровня. Затем автоматически рассчитывается кинематическая погрешность передачи по формуле (12).

Погрешность измерительной системы определим по формуле

$$\Delta_{изм} = \frac{360^\circ}{n_{имп}}, \quad (13)$$

где $n_{имп}$ – число импульсов, формируемых преобразователем угловых перемещений за один оборот выходного вала, $n_{имп} = 32000$.

Погрешность измерительной системы составит $\Delta_{изм} = 40,5$ угл. с. Эта погрешность носит случайный характер.

На точность измерения также будут влиять систематические погрешности: эксцентриситеты от радиального биения валов электродвигателя и тормоза, эксцентриситеты от муфт 6, 7 и 8 (см. рис. 5). Эти погрешности составляют не более чем 2 угл. мин и проявляются в первой гармонике кинематической погрешности передачи. Отфильтровав амплитуду первой гармоники, можно исключить эти погрешности и не учитывать их при расчете погрешности измерения.

На рис. 6 представлен график кинематической погрешности планетарного роликотого редуктора с передаточным числом $u = 14$. На рис. 7 представ-

лен спектр амплитуд кинематической погрешности этого же редуктора для 250 гармоник. Как видно из спектра амплитуд (см. рис. 7), просматривается три участка скопления гармоник с наибольшими значениями амплитуд: гармоники 1...3, ха-

рактеризующие погрешности ведомого звена; гармоники 13...15, характеризующие погрешности ведущего звена; высокочастотные гармоники 168...196, характеризующие смену роликов в зацеплении.

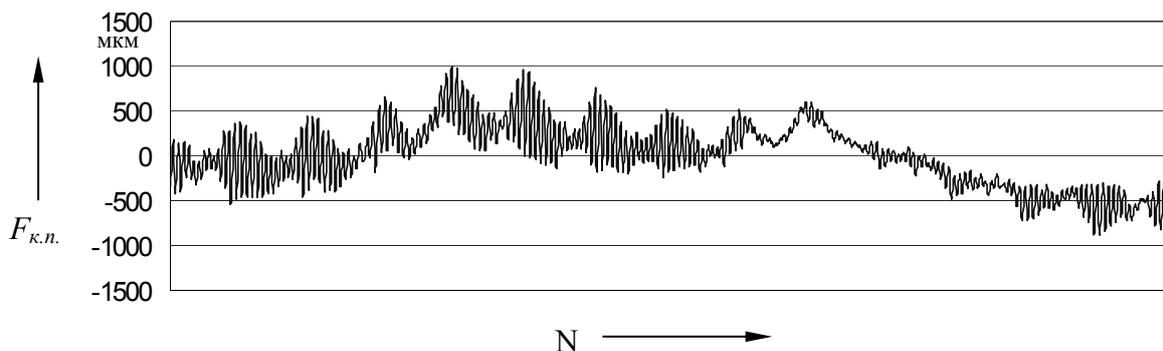


Рис. 6. Кинематическая погрешность редуктора под нагрузкой 10 Н·м

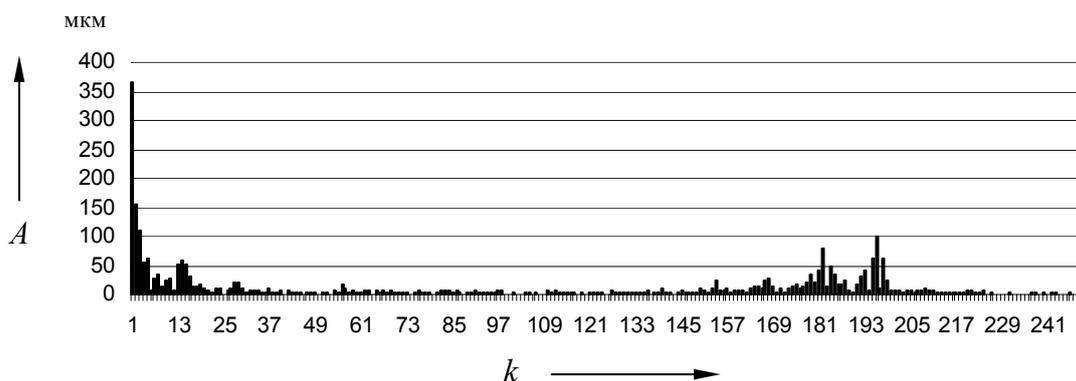


Рис. 7. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора под нагрузкой 10 Н·м

На этих графиках по оси ординат отложены значения кинематической погрешности $F_{к.п.}$ и значения амплитуд гармоник A в линейных величинах, приведенных к радиусу $r = 100$ мм. По оси абсцисс откладываются для кинематической погрешности — номера измерений N , для спектров — номера гармоник k .

На графике кинематической погрешности (см. рис. 6) четко просматривается однопериодная синусоида, выраженная в спектре амплитуд значением первой гар-

моники, значительно превышающей значения амплитуд остальных гармоник. Также на графике видно проявление высокочастотных погрешностей, которые накладываются на однопериодную синусоиду и дают значительную величину местных погрешностей. На некоторых участках кривой высокочастотные колебания незначительны, и график кинематической погрешности на этих участках представляет собой вытянутую сглаженную линию, что связано

с разными величинами неточностей деталей зацепления за период вращения. Оценить элементарные составляющие кинематической погрешности планетарного роликowego редуктора с $u = 14$ позволяет спектр амплитуд (см. рис. 7). Наиболее выражены гармоники с номерами 1, 2, 3, 12, 13, 14, 15, 26, 28, 182, 196. Анализ этих гармоник и установление их связей с погрешностями деталей редуктора и зазорами в зацеплении проведены при моделировании кинематических погрешностей

планетарных роликowych передач [3, 4].

На рис. 8 представлен график, характеризующий максимальные значения кинематических погрешностей при работе передачи при различных нагрузках на ведомом валу редуктора с $u = 14$, и линейная аппроксимация этих значений. Точки на графиках представляют максимальные значения кинематической погрешности, измеренной при различных нагрузках.

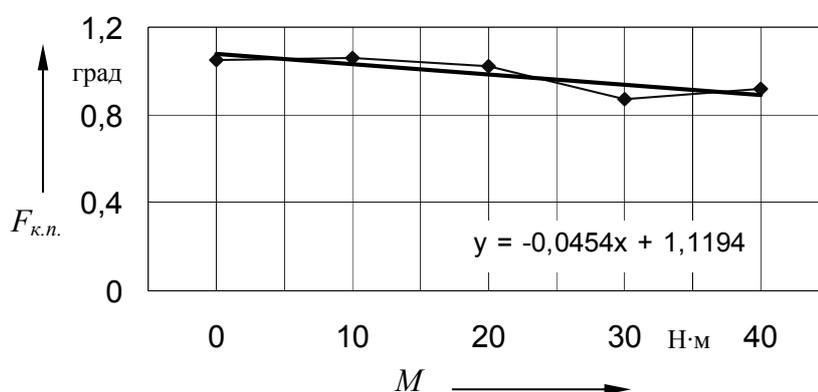


Рис. 8. Аппроксимация значений максимальной кинематической погрешности роликowego редуктора полиномом первой степени при работе передачи

На рис. 9 представлен график, показывающий влияние балансировки планетарного роликowego редуктора с $u = 11$ на кинематическую погрешность, на рис. 10 – спектр амплитуд кинематической погрешности этого редуктора. Балансировка проводилась грузами различной массы. Вес грузов подбирался и устанавливался таким образом, чтобы компенсировать дисбаланс от эксцентриситета ведущего звена и роликов. Балансировка значительно влияет на высокочастотные составляющие кинематической погрешности редуктора. Так, при различных весах грузов величина амплитуд гармоник с номером 152 и ближайших к ней неодинакова, при полном балансе (см. рис. 10) амплитуды этих гармоник незначительны. В области полного баланса кривые кинематической погрешности наиболее сглажены (см. рис. 9).

Экспериментальные исследования показали, что для опытных образцов редукторов с $u = 11$ и $u = 14$ при работе передачи кинематическая погрешность составляет 25...60 угл. мин.

Выводы

1. Разработанные методы контроля кинематических погрешностей планетарных роликowych передач могут быть использованы для контроля любых механических передач в сборе как в лабораторных, так и в производственных условиях.

2. Гармонический анализ показал, что в спектре амплитуд кинематических погрешностей планетарных роликowych передач можно выделить три основных диапазона частот: низкочастотный, обу-

словленный погрешностями деталей ведомого звена; среднечастотный, характеризующий погрешности деталей ведущего звена; высокочастотный, связанный с зазорами в зацеплении и дисбалансом ведущего звена. Получены численные значе-

ния кинематических погрешностей.

3. Установлено уменьшение высокочастотных составляющих кинематической погрешности планетарной роликковой передачи при балансировке.

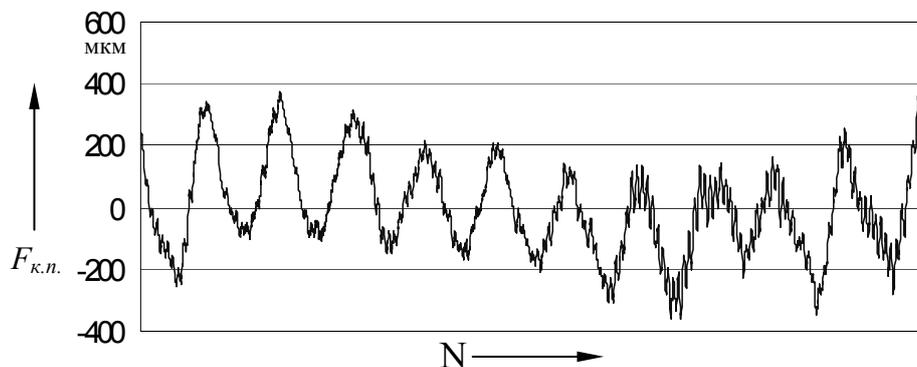


Рис. 9. График кинематической погрешности редуктора с $u = 11$ при балансировке

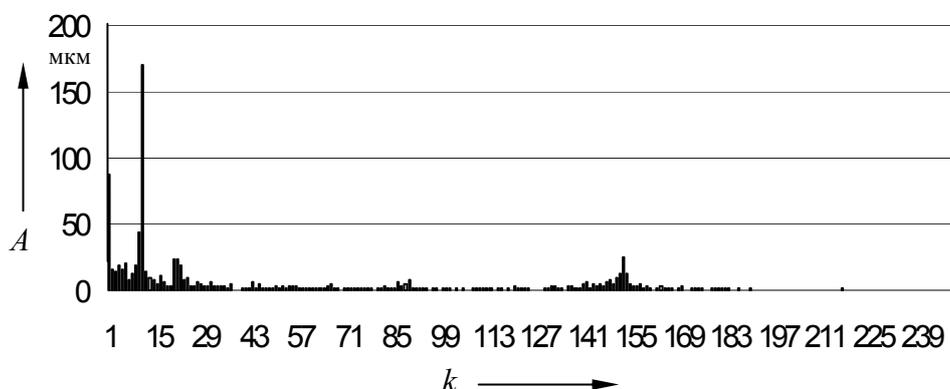


Рис. 10. Спектр амплитуд кинематических погрешностей редуктора с $u = 11$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликковые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко — Минск : БелНИИНТИ, 1992. — 248 с.

2. Новые методы и средства измерения кинематических погрешностей передач в сборе / М. Ф. Пашкевич [и др.]. — Могилев : МГТУ, 1999. — 17 с. — Деп. в БелИИСА 22.11.99. № 1999111 // Реф. сборник непубликуемых работ. — 2000. — Вып. 4 (15). — С. 100.

3. Капитонов, А. В. Математическое моделирование кинематических погрешностей планетарных роликковых передач / А. В. Капитонов // Вест. МГТУ. — 2003. — № 3. — С. 44–48.

4. Пашкевич, М. Ф. Кинематическая точность планетарных роликковых передач / М. Ф. Пашкевич, А. В. Капитонов. — Могилев : МГТУ, 1999. — 11 с. — Деп. в ВИНТИ 23.09.99. — № 2905-B99 // Журн. Изв. НАН Беларуси. — 2000. — № 1. — С. 152.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.12.2008

A. V. Kapitonov
Estimation methods and analysis of kinematical errors of planetary rolling screw motion drives

The work is dedicated to the methods of estimation of kinematical errors of planetary rolling screw motion drives on the basis of experimental research in statics and at work of the gear. The diagrams and spectra of amplitudes of kinematical errors of the gear have been received; the harmonic components of a spectrum have been analyzed. The influence of balancing of the gear on high-frequency harmonic components of kinematical error has been shown.

УДК 620.179

Г. Ф. Ловшенко, канд. техн. наук, доц., А. С. Федосенко, А. М. Старовойтов

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СКОРОСТИ НАРАСТАНИЯ ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ НАПЫЛЕНИИ В РЕЖИМАХ С ОБЫЧНОЙ И ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ ПОДАЧЕЙ ПЛОХОТЕКУЧЕГО КОМПОЗИЦИОННОГО КЕРАМИЧЕСКОГО ПОРОШКА

На основании проведенных экспериментальных исследований установлены скорости нарастания плазменных покрытий из труднотекучего композиционного керамического порошка, подаваемого в обычном непрерывном и пульсирующем режимах в дуговую воздушно-пропановую плазму на срез сопла плазмотрона.

Введение

Перспективными материалами для получения плазменных покрытий являются композиционные порошки, полученные методами конгломерирования и диффузионного механического легирования [1], поскольку из них можно напылять покрытия с хорошими физико-механическими свойствами, их стоимость ниже, они проще в изготовлении, чем, например, порошки, получаемые обычными физико-химическими методами или распылением расплава в инертную атмосферу.

Существенным недостатком таких порошков является низкая текучесть, вызванная несферической формой частиц, из которых они состоят, и их неоднородным гранулометрическим составом. При равномерной подаче таких порошков из питателя появляется ряд проблем, связанных со слеживаемостью порошка, его зависанием в бункере питателя (сводовообразованием), налипанием на стенки бункера, а также других, приводящих к нестабильности процесса напыления и, в конечном итоге, к ухудшению качества покрытий или даже к невозможности их получения.

Кроме этого, плохотекучие порошки, подающиеся из питателя в плазмотрон, налипают на стенки порошкового тракта и застревают в трубках, особенно в местах их изгибов и уменьшений диаметра каналов. Это ведет к неравномерности подачи или к ее прекращению, что негативно сказывается на процессе напыления.

Однако и равномерная подача порошков с хорошей текучестью создает проблемы при напылении покрытий, связанные с невысокой эффективностью нагрева напыляемого материала и с недостаточной загрузкой им плазмы. Например, по данным [2] количество энергии, затраченной на нагрев порошка в воздушно-пропановой плазме составляет всего 8 % от всей энергии, выделяющейся в плазмотроне, а по данным [3] увеличение количества трубок для подвода порошка с одной до трех (при одинаковом его расходе) приводит к увеличению коэффициента использования энергии плазменной струи до 25...27 %. Недозагрузка плазмы приводит к значительному увеличению времени напыления покрытий, работы оборудования и расходу электрической энергии.

К плохотекучим относятся порошковые материалы с диаметром частиц менее 10 микрон, а также имеющие форму частиц, значительно отличающуюся от сферической (оскольчатую, пластинчатую, игольчатую и др.). В литературных источниках текучесть порошковых материалов определяется по углу естественного откоса у основания насыпанной из воронки конусообразной горки порошка. Считается, что чем угол больше, тем хуже текучесть [4, 5].

Следует отметить, что существенным преимуществом применения труднотекучих порошков по сравнению с

порошками со сферическими частицами является большая удельная поверхность частиц, позволяющая эффективней прогреваться в высокотемпературном газовом потоке за то весьма короткое время (порядка $10^{-3} \dots 10^{-5}$ с), которое они в нем находятся при напылении покрытий [6].

Используемые в настоящее время для газотермического напыления порошковые питатели (за исключением питателей, предназначенных для детонационного напыления) должны обеспечивать равномерную подачу порошка, поскольку считается, что это необходимое условие для получения покрытий со стабильными физико-механическими свойствами [7]. Такие питатели отличаются сложностью конструкции, высокой стоимостью и, как показывает практика, могут подавать только порошки с хорошей и удовлетворительной текучестью (с углом естественного откоса до 35 и до 45 град соответственно). Для подачи труднотекучих материалов (угол естественного откоса которых больше 45 град) они непригодны и, кроме этого, производятся за пределами Республики Беларусь.

Современные способы улучшения текучести порошка, такие как сфероидизация его частиц, путем оплавления их в потоке высокотемпературного газового потока, или отсеивание более крупных частиц одинаковой фракции от мелких, требуют наличия специального оборудования и дополнительных энерго- и трудозатрат. Они приводят к значительному увеличению стоимости порошка и, соответственно, удорожанию покрытий.

Ранее были разработаны два способа равномерной подачи плохотекучих керамических порошковых материалов.

По первому способу из порошка формируются и спекаются тонкие стержни диаметром 3...4,5 мм, которые затем подаются в напыляющее устройство и распыляются потоком высокотемпературного газа. В настоящее время этот способ практически не применяется из-за различных, свойственных ему, недостатков [8].

По второму способу порошком заполняют тонкую трубку из органического

материала, получая так называемый гибкий шнур [8]. Шнур наматывается в бухту, и из нее с требуемой скоростью подается в напыляющее устройство. При напылении органический материал шнура полностью выгорает. Чаще всего гибкие шнуры применяются в газопламенных технологиях. Для изготовления гибких шнуров необходимо наличие специального оборудования и технологии, которые в настоящее время отсутствуют в Республике Беларусь. Кроме этого, выпускающиеся гибкие шнуры не подходят для плазменного напыления, т. к. предназначены для использования исключительно в технологиях газопламенного напыления и наплавки.

Для решения проблемы плазменного напыления покрытий из плохотекучих порошковых материалов была предложена технология их подачи в дуговую плазму последовательными порциями при помощи пульсаций транспортирующего воздуха [9].

Сущность способа плазменного напыления с подачей порошка в пульсирующем режиме такова: для разрушения зависшего в бункере питателя порошка системой клапанов создаются перепады давления транспортирующего воздуха в верхней и нижней части бункера (под зависшим порошком и над ним). Это вызывает циркуляцию воздуха, приводящую к разрыхлению и обрушению порошка. Порция разрыхленного порошка вместе с потоком транспортирующего воздуха подается на срез плазмотрона. Таким образом, пульсации порошка при его подаче образуются вследствие возникновения циклических перепадов давления воздуха в порошковом питателе.

Было спроектировано и изготовлено специальное оборудование, предназначенное для создания перепадов давления транспортирующего воздуха с различной частотой и длительностью.

На рис. 1 схематически изображен принцип действия питателя для подачи порошка в пульсирующем режиме.

Применение пульсирующей подачи порошкового материала вносит в технологию напыления некоторые изменения по сравнению с обычным способом. В частности, при напылении необходимо учитывать влияние степени загрузки плазменного по-

тока на длину его высокотемпературного участка. На фотографиях (рис. 2) показаны изменения, происходящие с запыленным потоком дуговой плазмы при пульсирующей подаче порошкового материала.

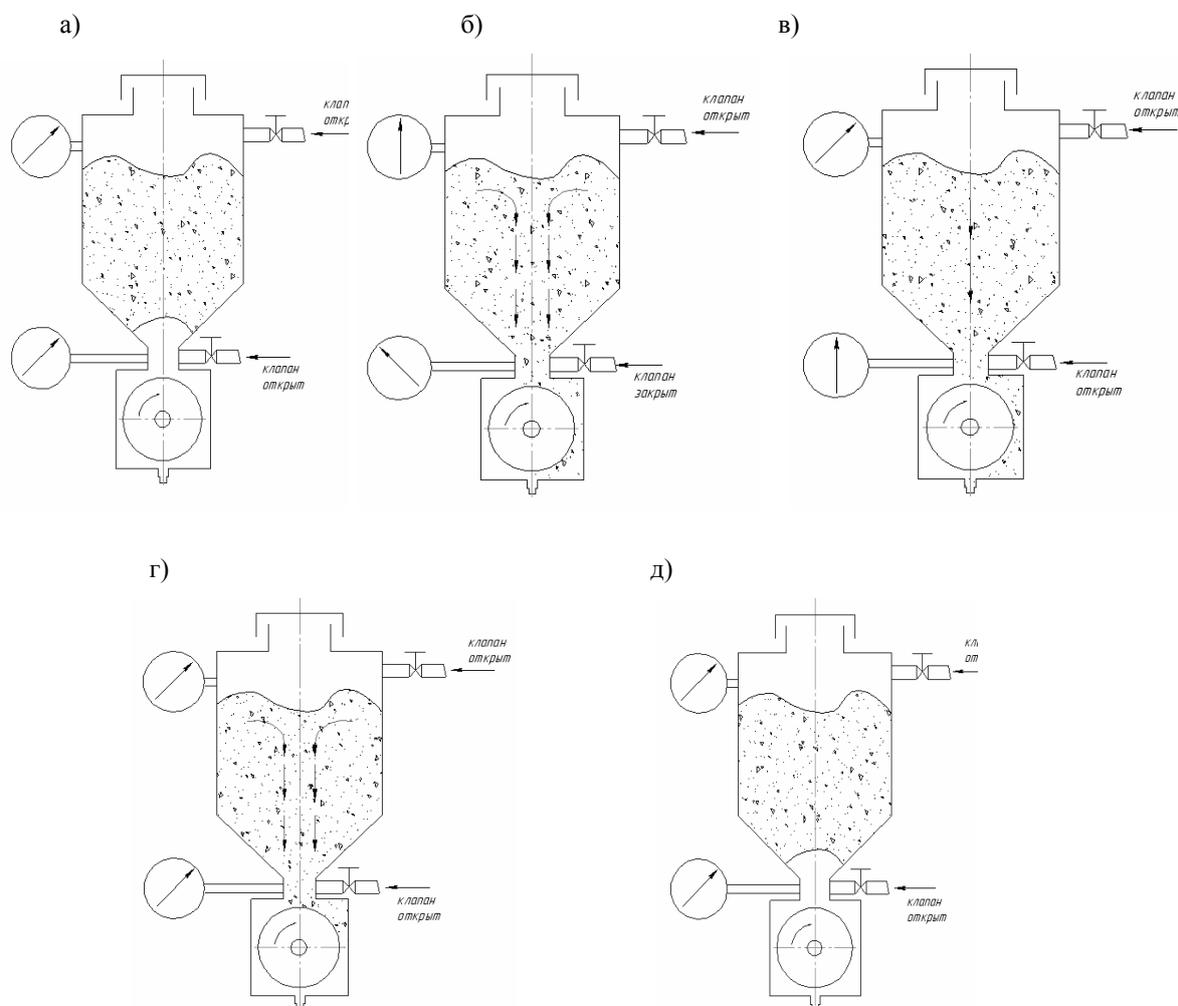


Рис. 1. Работа питателя в режиме с пульсирующей подачей порошка: а – зависание порошка в бункере (начало цикла пульсации); б – движение воздуха в бункере питателя; в – движение воздуха вместе с порошком, порошок зависает (конец цикла пульсации); г – давление выравнивается, порошок зависает (конец цикла пульсации); д – начало нового цикла

Проведенные в [10] исследования чистоты поверхности шлифованных плазменных покрытий, напыленных из различных порошков, показали, что покрытия из композиционного керамического порошка, состоящего из окиси алюминия с добавкой 13 % двуокиси титана, напыленные в режиме с пульсирующей подачей практически не отличаются от покрытий из им-

портного порошка «Metco 131VF», напыленных в обычном режиме.

Материалы и оборудование.

Методика проведения исследований

Для экспериментов использовался композиционный керамический порошковый материал, полученный с использованием методов диффузионного леги-

рования в механическом атриторе [11], основными компонентами которого являются окись алюминия (Al_2O_3) и двуокись титана (TiO_2). Размер фракций частиц – 20 микрон и 2 микрона соответственно.

На фотографии (рис. 3), сделанной на

микроскопе «Neorfoto», показаны частицы используемого порошкового материала. Видна несферическая (оскольчатая) форма частиц порошка и их различный гранулометрический состав.

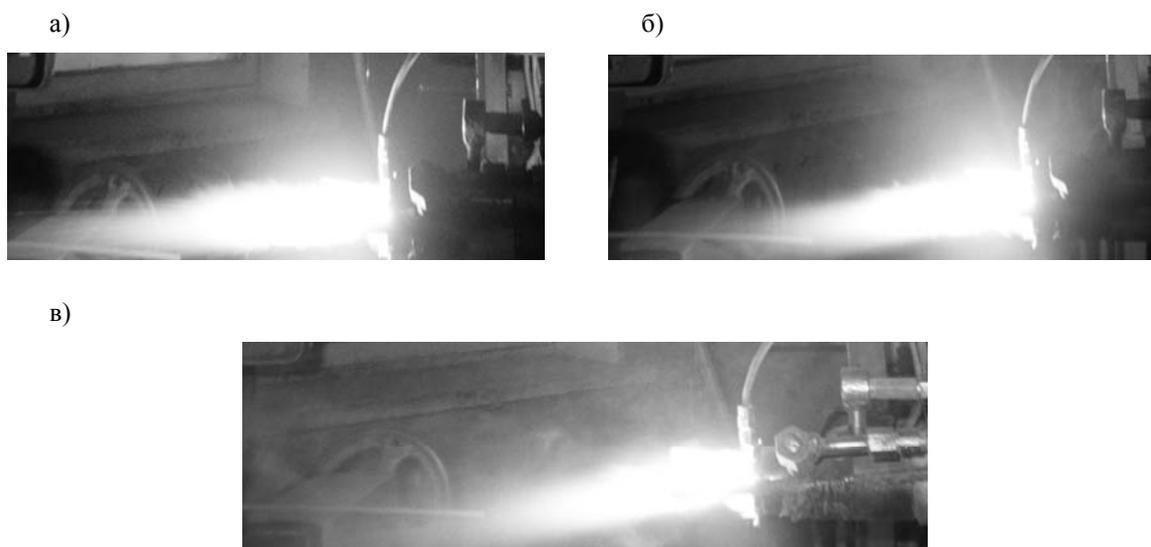


Рис. 2. Изменение длины запыленного потока дуговой плазмы при подаче порошка в пульсирующем режиме: а – начало подачи порошка в дуговую плазму; б – отклонение плазмы под действием загружаемого порошка; в – сокращение высокотемпературной части запыленной плазмы во время максимальной подачи порошка

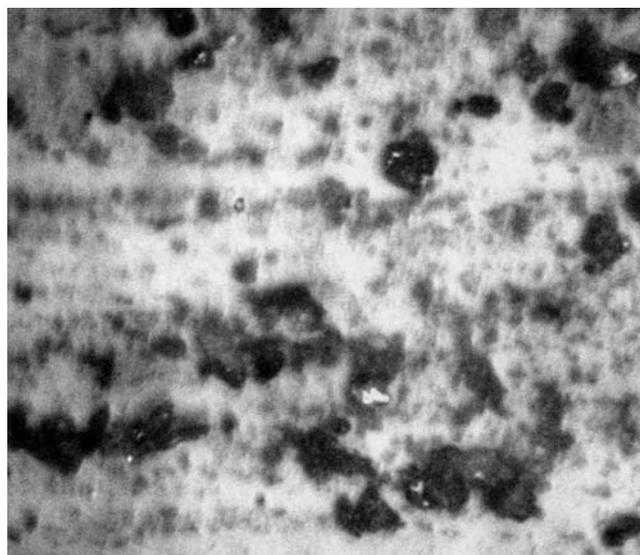


Рис. 3. Частицы композиционного порошка для напыления

Текущность используемого порошка определялась по углу естественного откоса. На фотографии (рис. 4) показано, что

этот угол составляет 47° . Это значит, что порошковый материал обладает неудовлетворительной текущностью.

Однако при нагреве выше 100...150 °С текучесть порошка резко возрастает, и в нагретом состоянии он растекается по поверхности подобно жидкости (рис. 5).

Плохая текучесть порошка в холодном состоянии и хорошая в нагретом по-

зволяют использовать различные способы для его подачи при напылении (пульсирующий и непрерывный соответственно) и тем самым оценить и сравнить их производительность.

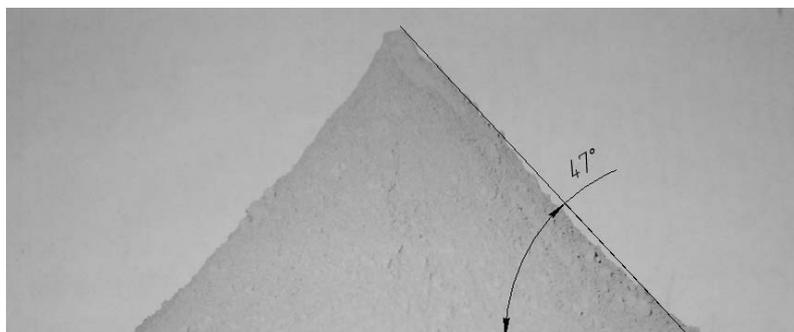


Рис. 4. Угол естественного откоса композиционного порошкового материала

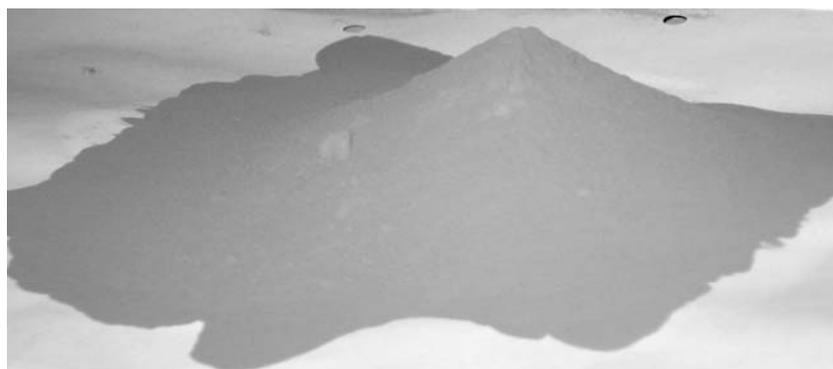


Рис. 5. Растекание нагретого порошка по поверхности

В эксперименте использовались два специально изготовленных питателя роторного типа [3] (рис. 6), один из которых оснащен устройством для создания циклических перепадов давления в бункере и подачи порошка в пульсирующем режиме (на фотографии слева). Второй питатель предназначен для равномерной подачи нагретого композиционного порошка (на фотографии справа). На его бункере смонтирован нагревательный элемент для поддержания порошка в нагретом состоянии с постоянной температурой.

Применяющиеся питатели близки по конструкции с питателями, использую-

щимися в установке для плазменного напыления фирмы «Метко».

Напыление покрытий производилось с использованием специально спроектированного и изготовленного дугового плазмотрона, работающего на воздушно-пропановой плазмообразующей смеси (рис. 7). Порошок подавался на срез его сопла.

В конструкции плазмотрона применены некоторые технические решения, повышающие стабильность и безопасность его работы: в нем отсутствуют межэлектродные вставки, воздух и пропан подаются в дуговую камеру раз-

дельно, обеспечена возможность его работы от различных источников питания и другие.

Плазмотрон работал от источника питания для воздушно-плазменной резки марки АПР-404.

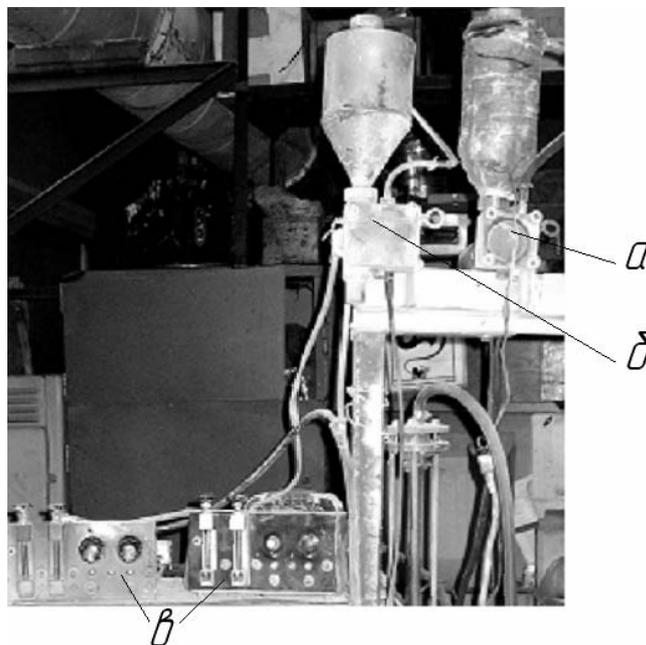


Рис. 6. Порошковые питатели с пультами управления: а – питатель с нагревательным элементом; б – питатель для пульсирующей подачи порошка; в – пульта управления питателями

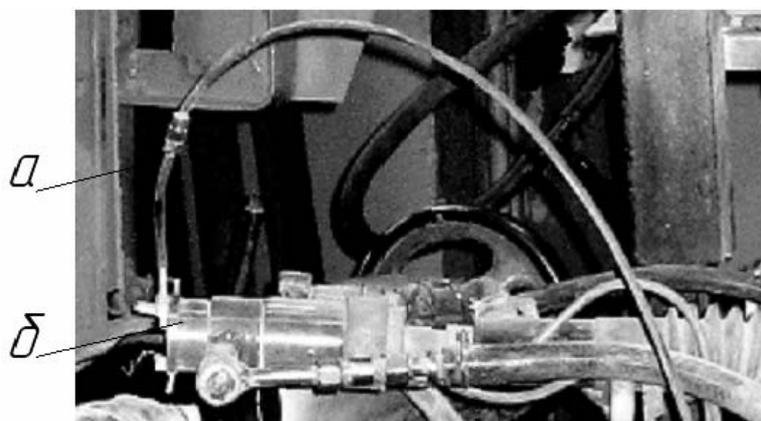


Рис. 7. Дуговой плазмотрон (б) с трубкой для подачи порошка (а)

Покрyтия напылялись на вращающуюся поверхность цилиндрических деталей (рис. 8).

Толщина покрyтия измерялась 29 раз в различных точках электронным толщиномером марки МТЦ-2М. Затем совокупность полученных данных проверялась на нормальность распределения и для выборки

с использованием критерия Стyдента определялся 95-процентный доверительный интервал. После этого вычислялось среднее значение толщины покрyтия.

Также измерялось время напыления деталей. Поскольку детали в процессе напыления нагреваются, то для предотвращения перегрева выше 250 °С

необходимо прерывать процесс напыления на некоторое время для их дополнительного охлаждения. Поэтому измерялись как непосредственное, так и общее время напыления, включающее в себя межоперационные перерывы для охлаж-

дения.

Количество израсходованного порошка определялось как разность между его массой до и после напыления покрытия.



Рис. 8. Напыляемая деталь и плазматрон, работающий без подачи порошка

Режимы напыления покрытий

Эксперименты по напылению проводились при одинаковых режимах работы плазматрона и одинаковых скоростях вращения детали. Расстояние от плазматрона до напыляемой поверхности и скорость перемещения плазматрона вдоль поверхности детали оставались постоянными.

Основные режимы напыления выглядят следующим образом:

сила тока на дуге, А.....220
 напряжение, В.....210
 дистанция напыления, мм...150...200

плазмообразующий газ...воздух + пропан
 давление воздуха, МПа.....0,28
 частота пульсаций порошка, пульс./мин.....45

Оба используемых питателя были отрегулированы на максимально возможную подачу порошка. Напыление детали в режиме с обычной и пульсирующей подачей порошка показано на фотографиях (рис. 9).



Рис. 9. Напыление покрытий с пульсирующей (а) и обычной (б) подачей порошкового материала в дуговую плазму

На снимках можно видеть, что запыленный поток плазмы при напылении с подачей порошка в пульсирующем режиме занимает больший объем, чем запыленный поток при обычной (равномерной) подаче порошка. Это может свидетельствовать о том, что при пульсирующей подаче порошок эффективней, чем при равномерной, проникает в поток дуговой плазмы и нагревается в нем.

Результаты сравнительных исследований процессов напыления покрытий с пульсирующей и обычной подачей порошка

Напыление детали в пульсирующем режиме велось в два этапа по 480 и 420 с с перерывом на охлаждение между ними в 2100 с (суммарное время напыления – 3000 с). За время напыления израсходова-

но 2,1 кг порошка. Средняя толщина покрытия составила $0,633 \cdot 10^{-3}$ м.

Напыление детали в режиме с равномерной подачей нагретого порошка велось в четыре этапа со средней длительностью каждого по 540 с с тремя перерывами на охлаждение между ними общим временем 6600 с. Суммарное время напыления составило 8760 с. За время напыления израсходовано 2,55 кг порошкового материала. Средняя толщина покрытия, напыленного с постоянной подачей порошка, составила $0,528 \cdot 10^{-3}$ м.

Результаты определения скорости нарастания покрытий представлены в табл. 1.

Фотография напыленной детали показана на рис. 10.

Табл. 1. Скорость нарастания плазменных покрытий при напылении с пульсирующей и равномерной подачей порошка

Режим напыления	Время напыления покрытия, с	Толщина покрытия, м	Скорость нарастания покрытия, м/с
Пульсирующая подача порошка	900	$0,633 \cdot 10^{-3}$	$7,033 \cdot 10^{-7}$
Равномерная подача порошка	2160	$0,528 \cdot 10^{-3}$	$2,444 \cdot 10^{-7}$



Рис. 10. Деталь с напыленным керамическим покрытием

На основании результатов проведенных экспериментов можно сделать вывод, что скорость нарастания плазменных покрытий, напыленных в режиме с пульсирующей подачей порошка, в 2,9 раза превышает скорость их нарастания при равномерной подаче порошкового материала, одновременно сокращается и его расход. Это свидетельствует о большей производительности и экономичности разработанной технологии и оборудования для плазменного напыления с пульсирующей подачей труднотекучих порошков по сравнению с обычным способом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **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.
2. **Эсибян, Э. М.** Энергетические и технологические особенности воздушно-газового плазменного напыления / Э. М. Эсибян, А. Г. Саков // Автоматическая сварка. – 1989. – № 10. – С. 28–32.
3. **Кудинов, В. В.** Плазменные покрытия / В. В. Кудинов. – М. : Наука, 1977. – 184 с.
4. **Кудинов, В. В.** Нанесение плазмой туго-

плавких покрытий / В. В. Кудинов, В. М. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981. – 192 с.

5. **Каталымов, А. В.** Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Каталымов, В. А. Любартович. – Л. : Химия, 1990. – 240 с.

6. **Бодяко, М. Н.** Газотермическая обработка керамических оксидов / М. Н. Бодяко, Ф. Б. Вурзель, Е. В. Кремко ; под ред. О. В. Романа. – Минск : Наука и техника, 1988. – 223 с.

7. Газотермическое напыление покрытий : сб. руководящих техн. материалов. – Киев : ИЭС им. Е. О. Патона, 1990. – 176 с.

8. Газотермическое напыление : учеб. пособие / Под общ. ред. Л. Х. Балдаева. – М. : Маркет ДС, 2007. – 344 с.

9. **Старовойтов, А. М.** Технология напыления плазменных керамических покрытий с пульсирующей подачей труднотранспортируемых порошковых материалов / А. М. Старовойтов, А. С. Федосенко // Сварка и родственные технологии : сб. тр. – Минск, 2007. – С. 91–94.

10. Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : науч.-техн. конф. : в 3 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Могилев. обл. исполн. ком., НАН РБ, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – Ч. 1. – 267 с. : ил.

11. **Анциферов, В. А.** Порошковая металлургия и напыленные покрытия : учебник для вузов / В. А. Анциферов, Г. В. Бобров, Л. К. Дружинин. – М. : Металлургия, 1987. – 641 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 08.10.2008

G. F. Lovshenko, A. S. Fedosenko, A. M. Starovoitov Comparative research of plasma coating rate of rise at sputtering in modes with usual and pulsating feed of poorly fluid composite ceramic powder

On the bases of the research that has been carried out plasma coating rates of rise from poorly fluid composite ceramic powder which is fed in usual continuous mode and pulsating mode in the arc air-and-propane plasma on the nozzle section of the plasmatron have been found.

УДК 621.833

М. Е. Лустенков, канд. техн. наук, доц., А. П. Прудников

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В НАГРУЖЕННОМ КОНТАКТЕ
«ТЕЛО КАЧЕНИЯ – ПОВЕРХНОСТЬ»**

В статье рассматриваются вопросы теоретического определения потерь мощности в однотоочечном (однолинейном) и трехточечном (трехлинейном) контактах шариков (роликов) и рабочих поверхностей передач и механизмов, в которых используются тела качения для передачи нагрузки. Определен качественный и количественный состав потерь мощности. Предложены способы определения угловой скорости тела качения, контактирующего в процессе передачи нагрузки с несколькими поверхностями.

В машинах, механизмах и приборах осуществляется взаимное перемещение контактирующих деталей, сопровождаемое потерями мощности, зачастую с местным нагревом, усталостным и хрупким разрушением. Данное взаимодействие осуществляется посредством процессов скольжения и качения, характер протекания которых, по сути, определяет долговечность машины. Наиболее характерны эти процессы для механизмов, использующих тела качения для передачи нагрузки и осуществления перемещений узлов машин: шариковинтовых передач, обгонных муфт, подшипников качения, направляющих качения и др. Качение со скольжением сопровождается затратами энергии, в связи с чем возникает необходимость теоретического их определения с целью последующей минимизации.

Однотоочечный (однолинейный) контакт. Механика движения тела качения по поверхности с одним точечным либо линейным касанием до настоящего времени широко рассмотрена при изучении взаимодействия пары «колесо-рельс». Изучим влияние в данных условиях на процесс движения тела качения величины тягового (тормозного) момента. Рассмотрим тело сферической формы с радиусом R (рис. 1), движущееся в плоскости по опорной поверхности. Внешние силовые факторы, действующие на тело, можно привести к главному вектору, раскладываемому, в свою очередь, на нормальную \vec{F}_n и касательную \vec{F}_τ составляющие, и к

моменту M , действующему в плоскости, перпендикулярной оси вращения. Реакция опорной поверхности N будет смещена в сторону движения тела качения на расстояние (эксцентриситет) δ , называемый коэффициентом трения качения. В точке контакта A будет действовать сила сцепления F_{cy} , которая при равномерном движении уравнивает внешнюю касательную силу \vec{F}_τ .

Рассмотрим систему трех уравнений плоскопараллельного движения тела [1, с. 321]:

$$m\dot{s} = F_\tau - F_{cy}; \quad (1)$$

$$-m \frac{\dot{s}^2}{\rho} = -F_n + N; \quad (2)$$

$$J_z \ddot{\phi} = M + F_{cy} R - N \delta, \quad (3)$$

где \dot{s} , \ddot{s} – скорость и ускорение центра масс тела C (s – дуговая координата); $\ddot{\phi}$ – угловое ускорение тела относительно оси, проходящей через центр масс, перпендикулярно плоскости движения; δ – коэффициент трения качения; m – масса тела; J_z – осевой момент инерции тела относительно бинормали; ρ – радиус кривизны траектории движения центра масс тела качения.

Исследуем качение по плоскости ($\rho = 0$). Используя одно из условий качения ($\dot{s} = R\dot{\phi}$), из системы (1)...(3) выразим силу сцепления.

$$F_{сц} = \left(-M + N\delta + \frac{J_z F_\tau}{mR} \right) / \left(R + \frac{J_z}{mR} \right). \quad (4)$$

Применив другое условие качения, при котором сила сцепления не может

превышать предельное значение, определяемое из закона Кулона, получим

$$fN \geq \left(-M + N\delta + \frac{J_z F_\tau}{mR} \right) / \left(R + \frac{J_z}{mR} \right) \geq -fN. \quad (5)$$

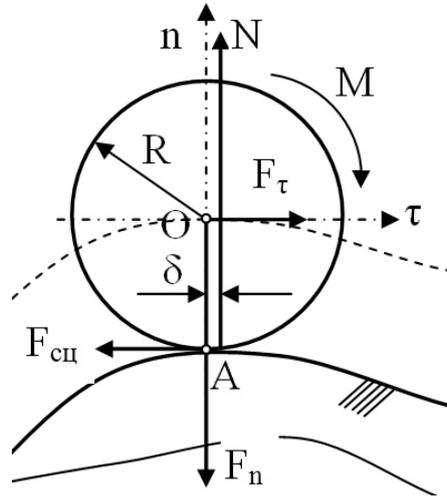


Рис. 1. К анализу условия осуществления чистого качения в одноточечном (однолинейном) контакте

Проведя преобразование неравенства (5), выразим из него внешний крутящий момент M .

$$\frac{J_z F_\tau}{mR} + N\delta - fN \left(R + \frac{J_z}{mR} \right) \leq M \leq \frac{J_z F_\tau}{mR} + N\delta + fN \left(R + \frac{J_z}{mR} \right), \quad (6)$$

или $M_{кач.мин} \leq M \leq M_{кач.макс}$.

Выражением (6) определяется интервал, в котором должен находиться приложенный к телу крутящий момент M , чтобы при заданном главном векторе внешних сил осуществлялся процесс качения. Величина интервала определится из выражения

$$\Delta M = 2 fN \left(R + \frac{J_z}{mR} \right). \quad (7)$$

Для сферы, у которой $J_z = 0,4mR^2$, получим

$$M_{кач.мин} = N\delta + 0,4F_\tau R - 1,4fNR; \quad (8)$$

$$M_{кач.макс} = N\delta + 0,4F_\tau R + 1,4fNR; \quad (9)$$

$$\Delta M = |M_{кач.макс} - M_{кач.мин}| = 2,8fNR. \quad (10)$$

Как показывают расчеты, диапазон ΔM достаточно узок. Например, для шарика диаметром 10 мм с параметрами нагружения $F_\tau = 10$ Н, $F_n = 981$ Н и при коэффициентах $f = 0,1$ и $\delta = 0,05$ см он составляет $\Delta M = 1,373$ Н·м. При этом внешний крутящий момент должен быть в пределах от $-0,176$ до $1,197$ Н·м для поддержания процесса чистого качения. Из этого диапазона, при определенных условиях, следует исключать момент, соответствующий условию равновесия (остановки) шарика. Для тела качения в виде ролика диапазон изменения крутящего момента ΔM на 7,14 % больше (из-за разницы значений в моментах инерции).

При движении по поверхности с изменяющимся радиусом кривизны реакция опоры поверхности, согласно уравнению (2), будет зависеть от скорости движения и радиуса траектории:

$$N = F_n - m \frac{\dot{s}^2}{\rho}. \quad (11)$$

Уравнение (6) при этом будет записано в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{J_z F_\tau}{mR} + \left(F_n - m \frac{\dot{s}^2}{\rho} \right) \left(\delta - f \left(R + \frac{J_z}{mR} \right) \right) \leq \\ \leq M \leq \frac{J_z F_\tau}{mR} + \left(F_n - m \frac{\dot{s}^2}{\rho} \right) \left(\delta + f \left(R + \frac{J_z}{mR} \right) \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Частным случаем является равномерное движение центра масс тела качения. При этом диапазон значений внешнего момента определится из зависимости

$$N(\delta - fR) \leq M \leq N(\delta + fR). \quad (13)$$

Для описанных выше условий нагружения шарика диаметром 10 мм, для осуществления процесса чистого качения (без скольжения) внешний момент должен изменяться от 0 до 0,981 Н·м.

Рассмотрим вышеизложенный математический анализ с точки зрения практического применения. Полученные формулы позволяют рассчитывать силовые параметры при создании приводов со следящими системами. Входными параметрами могут являться значения реакций тел качения, их изменяющиеся радиусы, скорость движения центра масс и координаты траектории движения. После обработки цифровых сигналов система определяет необходимый крутящий момент для поддержания процесса качения и генерирует его с помощью независимых приводов, связанных с осями тел качения. Практически же достаточно сложно и экономически невыгодно обеспечить для механизмов с телами качения диаметром менее 20 мм независимый привод, с помощью которого будет

производиться их подтормаживание либо разгон. Однако данный вопрос актуален и вполне осуществим для систем с парами «колесо–поверхность», где используются тела качения большого диаметра.

Двухточечный (двухлинейный) контакт, рассмотренный нами на примере радиального подшипника качения, является частным случаем трехточечного контакта и в данной работе не приводится.

Трехточечный (трехлинейный) контакт (плоская модель). Данный случай характерен для силового взаимодействия тел качения и рабочих поверхностей кулачков в планетарных шариковых передачах (ПШП) [2]. Рассмотрим плоскопараллельное движение тела качения 4 с радиусом r_s , контактирующего с тремя поверхностями: внутреннего кулачка 1, вала с пазами 2 и наружного кулачка 3, – одна из которых (3) неподвижна (рис. 2). При этом пространственная модель передачи заменена плоской разверткой.

Характер взаимодействия тел, изображенных на рис. 2, соответствует первой кинематической схеме ПШП. Центр масс тела качения имеет скорость v_4 . Тела 1 (ведущее звено передачи) и 2 (ведомое звено передачи) имеют соответственно скорости v_1 и v_2 , которые в точках контакта A и B передаются телу качения 4. Известными считаем угловые скорости всех звеньев передачи ω_1 , ω_2 и ω_3 ($\omega_3 = 0$) и, соответственно, линейные скорости v_1 , v_2 и v_3 ($v_3 = 0$), а также скорость движения центра шарика v_4 . Определим проекции линейных скоростей на оси координат.

$$\begin{aligned} v_{1x} = \omega_1 R; \quad v_{1y} = 0; \quad v_{2x} = \omega_2 R; \\ v_{2y} = 0; \quad v_{3x} = 0; \quad v_{3y} = 0; \\ v_{4y} = \omega_1 \frac{AZ_3}{i} \cos\left(\frac{Z_3 \varphi_1}{i}\right), \end{aligned} \quad (14)$$

где φ_1 – угол поворота ведущего звена; ω_1 , ω_2 – угловые скорости внутреннего кулачка и вала с пазами соответственно; A – амплитуда зацепления (амплитуда сопрягаемых кривых, описывающих беговые дорожки для тел качения на внутреннем и

наружном кулачках); R – радиус цилиндрической поверхности, на которой расположены центры тел качения; Z_3 – число периодов (выступов) рабочей поверхности наружного кулачка; i – передаточное отношение.

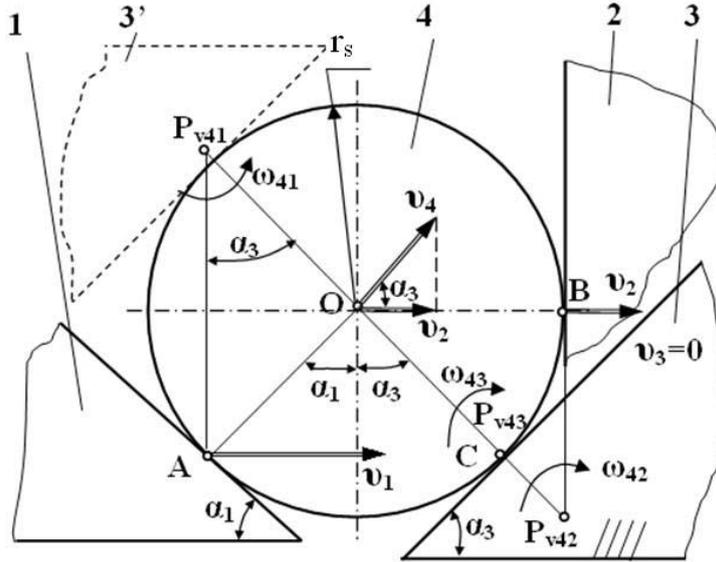


Рис. 2. Контакт тела качения с тремя поверхностями: 1 – внутренний кулачок; 2 – вал с пазами; 3 – наружный кулачок; 3' – другое возможное положение наружного кулачка; 4 – тело качения

После применения метода остановки тела качения, т. е. сообщения всем телам скоростей, равных скорости центра тела качения, но направленных в противоположную сторону, получим выражения для определения условных скоростей:

$$v'_{1x} = v_{1x} - v_{4x} = R(\omega_1 - \omega_2);$$

$$v'_{1y} = v_{1y} - v_{4y} = -\omega_1 \frac{AZ_3}{u} \cos\left(\frac{Z_3\varphi_1}{u}\right); \quad (15)$$

$$v'_{2x} = v_{2x} - v_{4x} = 0;$$

$$v'_{2y} = v_{2y} - v_{4y} = -\omega_1 \frac{AZ_3}{i} \cos\left(\frac{Z_3\varphi_1}{i}\right); \quad (16)$$

$$v'_{3x} = v_{3x} - v_{4x} = -\omega_2 R;$$

$$v'_{3y} = v_{3y} - v_{4y} = -\omega_1 \frac{AZ_3}{i} \cos\left(\frac{Z_3\varphi_1}{i}\right). \quad (17)$$

Условные угловые скорости относительно центра O и абсолютная скорость тела качения:

$$\omega'_1 = \text{sign}(\alpha_1) \left(\frac{v'_{1x}}{r_s \cos(\alpha_1)} \right) = -\text{sign}(\alpha_1) \left(\frac{v'_{1y}}{r_s \sin(\alpha_1)} \right); \quad (18)$$

$$\omega'_2 = \frac{v'_{2y}}{r_s};$$

$$\omega'_3 = \frac{-v_4}{r_s} = -\frac{\sqrt{v_{4x}^2 + v_{4y}^2}}{r_s}; \quad (19)$$

$$\omega = \frac{\sum_{i=1}^s \omega'_i}{s} = \frac{\omega'_1 + \omega'_2 + \omega'_3}{3}, \quad (20)$$

где α_1 – угол подъема беговой дорожки на внутреннем кулачке; s – число точек

контакта ($s = 3$).

Возможен альтернативный метод с нахождением угловой скорости шарика (ролика) с условными мгновенными центрами скоростей (МЦС) P_{v1} , P_{v2} и P_{v3} :

$$\omega'_{1a} = \left(\text{sign}(\alpha_1) \frac{v_1}{r_s} \frac{\sin(|\alpha_3|)}{\sin(\pi - |\alpha_1| - |\alpha_3|)} \right);$$

$$\omega'_{2a} = \left(\frac{v_2}{r_s} \text{tg}(\alpha_3) \right); \quad \omega'_{3a} = \left(\frac{-v_2}{r_s \cos(\alpha_3)} \right); \quad (21)$$

$$\omega = \frac{\omega'_{1a} + \omega'_{2a} + \omega'_{3a}}{3}, \quad (22)$$

где α_3 – угол подъема рабочей поверхности торцового наружного кулачка.

Расчеты показывают, что результаты, полученные по формулам (20) и (22), абсолютно идентичны. На рис. 3 показано, как изменяются угловые скорости тела качения за один оборот ведущего вала для ПШП со следующими параметрами: частотой вращения ведущего звена $n_1 = 1000$ об/мин, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $R = 30$ мм, $A = 12$ мм, $r_s = 3$ мм. В табл. 1 сведены формулы для определения угловой скорости тела качения в зависимости от линейной скорости входного звена для шести кинематических схем ПШП [1].

Табл. 1. Выражения для определения угловой скорости тела качения в зависимости от кинематической схемы

Номер кинематической схемы	Угловая скорость тела качения	Номер кинематической схемы	Угловая скорость тела качения
1	$\frac{v_1}{i} \frac{\text{tg} \alpha_3}{R} \left(\frac{1}{\sin \alpha_1} \pm \frac{1}{\cos \alpha_3 \text{tg} \alpha_3} - 1 \right)$	4	$\frac{v_2}{R} \text{tg} \alpha_1 \left(1 \mp \frac{1}{\sin \alpha_1} - \frac{1}{\text{tg} \alpha_1 \cos \alpha_1} \right)$
2	$\frac{v_1}{R} \left(-\text{tg} \alpha_1 \mp \frac{1}{i \cos \alpha_3} + \frac{1}{\cos \alpha_1} \right)$	5	$\frac{v_3}{R} \left(\text{tg} \alpha_3 \mp \frac{1}{i \cos \alpha_1} - \frac{1}{\cos \alpha_3} \right)$
3	$\frac{v_2}{R} \text{tg} \alpha_3 \left(1 \mp \frac{1}{\sin \alpha_3} - \frac{1}{\text{tg} \alpha_3 \cos \alpha_3} \right)$	6	$\frac{v_3}{i} \frac{\text{tg} \alpha_1}{R} \left(\frac{1}{\sin \alpha_3} \pm \frac{1}{\cos \alpha_1 \text{tg} \alpha_1} - 1 \right)$

Для определения угловой скорости в выражения, приведенные в табл. 1, значения передаточных отношений i подставляются по модулю. Результаты расчетов также будут отражать абсолютное значение угловой скорости ω_4 . Знак угловой скорости зависит от схемы силового взаимодействия тела качения в данный момент времени с основными звеньями передачи (для ПШП существуют два таких положения наружного кулачка, обозначенные на рис. 1 индексами 3 и 3').

Скорости скольжения в контакте определяются следующим образом:

$$v_{sk1} = v_1 \cos(|\alpha_1|) - (v_4 \cos(|\alpha_1| + |\alpha_3|) + \text{sign}(\alpha_1) \omega r_s); \quad (23)$$

$$v_{sk2} = v_{4y} + \text{sign}(\alpha_1) \omega r_s; \quad (24)$$

$$v_{sk3} = v_4 + \omega r_s. \quad (25)$$

Рассмотрим, как изменяются скорости скольжения в контакте одного шарика с деталями передачи (рис. 4).

Мощность, потерянная на скольжение, определяется как произведение скорости скольжения v_{sk} и силы трения скольжения ($\Pi_{sk} = v_{sk} F_{sk}$), которая, в свою очередь, равна произведению нормальной реакции N в точке контакта и коэффициента трения скольжения f ($F_{sk} = fN$).

Определять относительные угловые скорости (как у радиального подшипника в случае двухточечного контакта) в данном случае нет необходимости, т. к. в рассматриваемой модели вращение деталей передачи и относи-

тельное вращение тела качения происходят в перпендикулярных плоскостях. Потери мощности на скольжение

$$P_{sk} = f(N_1 v_{sk1} + N_2 v_{sk2} + N_3 v_{sk3}). \quad (26)$$

Потери мощности на сопротивление

качению

$$P_{cach} = \delta \omega (N_{1cp} + N_{2cp} + N_{3cp}), \quad (27)$$

где N_{1cp} , N_{2cp} , N_{3cp} – средние значения нормальных реакций, действующие на тело качения со стороны деталей ПШП.

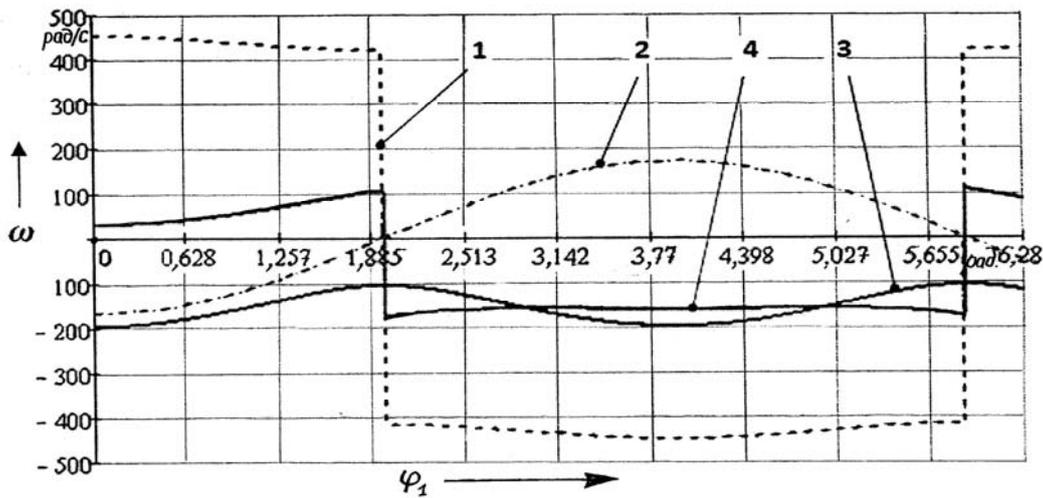


Рис. 3. Изменение условных и общей угловых скоростей тела качения: 1 – ω_1' ; 2 – ω_2' ; 3 – ω_3' ; 4 – ω

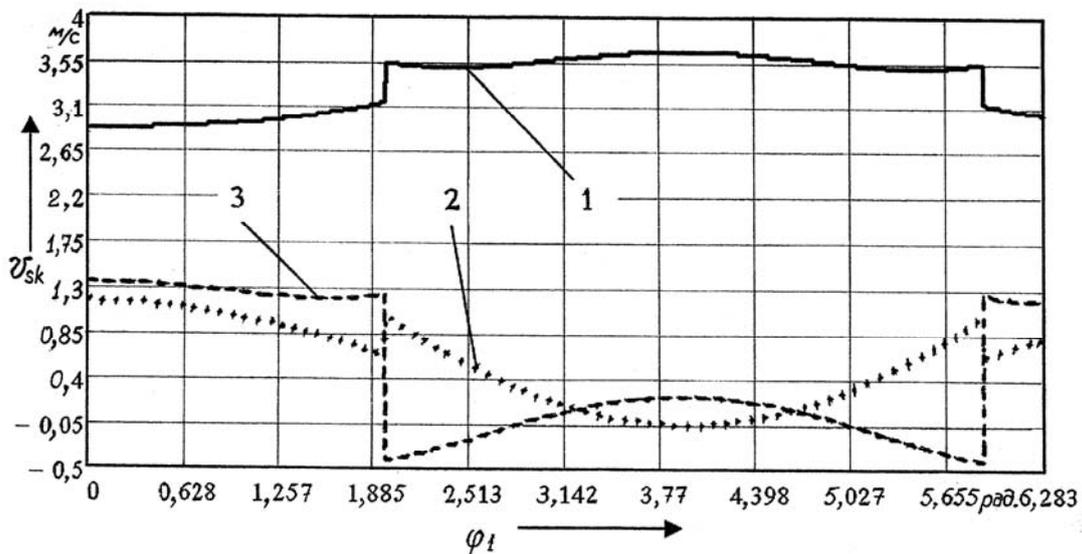


Рис. 4. Изменение условных и общей угловых скоростей тела качения: 1 – v_{sk1} ; 2 – v_{sk2} ; 3 – v_{sk3}

При работе передачи значения сил, скоростей и ускорений изменяются циклически. Для численного определения потерь в

передаче необходимо использовать средние значения сил и скоростей звеньев ПШП за полный рабочий цикл, совер-

шаемый телом качения. Средние значения сил определяются по известным формулам [3]. Средние скорости (угловые и скольжения) определим, используя интегральную оценку. При этом исследоваться должен отрезок изменения угла поворота ведущего

вала, при котором каждое тело качения совершит полный рабочий цикл: $\varphi_1 = \varphi_2 i \Rightarrow \varphi_1 = 2\pi i$.

Средняя угловая скорость при этом определится по формуле

$$\omega_s = \frac{\int_0^{2\pi} |\omega(\varphi_1)| d\varphi_1}{2\pi} = \frac{\int_0^{2\pi} \left[-\text{sign}(\alpha_1) \left(\frac{v_{1y}'}{\sin(\alpha_1)} \right) - \frac{\omega_1}{i} \left(AZ_3 \cos\left(\frac{Z_3 \varphi_1}{i}\right) + \sqrt{R^2 + \left(AZ_3 \cos\left(\frac{Z_3 \varphi_1}{i}\right) \right)^2} \right) \right] d\varphi_1}{2\pi r_s}. \quad (28)$$

Интегральная оценка изменения модуля функции позволяет определить площадь, ограниченную функцией $\omega(\varphi_1)$, осью абсцисс и начальными значениями угла φ_1 , представить ее эквивалентной площади прямоугольника. Разделив эту площадь на ширину ($2\pi i$), получим высоту, т. е. усредненное значение искомой функции на данном отрезке.

Средние скорости скольжения определяются следующим образом:

$$v_{sk1s} = \left[\int_0^{2\pi i} \left(|v_1 \cos(|\alpha_1|) - v_4 \cos(|\alpha_1| + |\alpha_3|) + \text{sign}(\alpha_1) \omega r_s \right) d\varphi_1 \right] / 2\pi i; \quad (29)$$

$$v_{sk2s} = \frac{\int_0^{2\pi i} \left(|v_{4y} + \text{sign}(\alpha_1) \omega r_s \right) d\varphi_1}{2\pi i}; \quad (30)$$

$$v_{sk3s} = \frac{\int_0^{2\pi i} \left(v_4 + \omega r_s \right) d\varphi_1}{2\pi i}. \quad (31)$$

Суммарные потери мощности Π_{sum} , как и для одно- и двухточечного контакта, определяются как сумма значений, полученных по формулам (26) и (27) с учетом количества тел качения. КПД передачи получим из выражения

$$\eta = \frac{T_1 \omega_1 - \Pi_{sum}}{T_1 \omega_1} = \frac{T_1 \omega_1 - t(\Pi_{sk} + \Pi_{cach})}{T_1 \omega_1} = \left[T_1 \omega_1 - \left(f(N_{1cp} v_{sk1s} + N_{2cp} v_{sk2s} + N_{3cp} v_{sk3s}) + \delta \omega t (N_{1cp} + N_{2cp} + N_{3cp}) \right) \right] / T_1 \omega_1, \quad (32)$$

где t – число тел качения в передаче; T_1 – крутящий момент на ведущем звене.

Для ПШП с параметрами: $A = 10$ мм, $R = 20$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 8$, $r_s = 20$ мм, $n_1 = 1000$ об/мин, $f = 0,05$, $\delta = 0,01$ мм – КПД составил 0,703, что близко к результатам расчета согласно разработанным ранее моделям. Доля потерь на трение качения составляет 3,6 % от общих потерь мощности. При изменении амплитуды зацепления A потери (и КПД) имеют экстремум, как было доказано ранее.

Рассмотренная плоская модель адекватно отражает процесс работы передачи с роликами в качестве тел качения. Для шариковых передач требуется повышение точности расчетов и создание пространственной модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Никитин, Н. Н.** Курс теоретической механики : учебник для машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов / Н. Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1990. – 607 с. : ил.

2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография /

М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с. : ил.

3. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.10.2008

M. E. Lustenkov, A. P. Prudnikov
The estimation of capacity losses in the
loaded contact «rolling element – surface»

Questions of theoretical estimation of capacity losses in single-point (unilinear) and three-point (three-linear) contacts of balls (rollers) and working surfaces of transmissions and mechanisms in which roller elements for loading transfer are used are considered in the article. The qualitative and quantitative structure of capacity losses has been estimated. Ways of estimation of angular speed of a roller element, contacting in the course of loading transfer with several surfaces are offered in the paper.

УДК 621.01

В. М. Пашкевич, канд. техн. наук, доц.**МЕТОД АССОЦИАТИВНОЙ ОЦЕНКИ НОРМ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В СБОРЕ**

Приведено описание подхода к нормированию точности механических передач в сборе, базирующегося на ассоциативном методе назначения допусков по аналогии с допусками цилиндрических зубчатых передач. Приведено обоснование выбора абсолютных величин таких допусков, не связанного с учетом особенностей конструкций конкретных передач.

Известно, что нормирование точности зубчатых передач осуществляется по трем нормам точности (кинематической точности, плавности работы и полноты контакта) и норме бокового зазора. Известно также [1], что при нормировании точности цилиндрических зубчатых колес в качестве базовой была принята восьмая степень точности, которая может быть обеспечена при формообразовании колес на зубофрезерных станках без использования чистовых операций. При разработке стандартов для других видов передач (червячных, конических) в основу выбора допусков положен аналогичный принцип, согласно которому базовая (восьмая) степень точности не требует отделочной обработки.

К сожалению, принцип, базирующийся на технологических особенностях процессов формообразования зубчатых передач, неприменим к передачам других типов, использующим для преобразования движения другие принципы. Для многих типов передач соответствующие нормы точности вообще отсутствуют.

Альтернативу технологическому подходу может составить подход, основывающийся на оценке абсолютных величин отдельных составляющих кинематической погрешности передачи в сборе. Он базируется на обобщенном описании, согласно которому передача рассматривается (вне зависимости от типа, типоразмера, принципа преобразования движения от ведущего звена к ведомому) как «черный ящик» с известными входными и выходными параметрами. В этом случае все нормы точно-

сти оказываются производными от абсолютного параметра – отклонения угла поворота ведомого звена от его номинальной величины – и выражаются не в относительных (например, в виде отклонений, выраженных в микрометрах на делительном диаметре зубчатого колеса), а в абсолютных величинах (например, в угловых минутах).

Метод строится на результатах экспериментальных исследований передач различных типов, свидетельствующих, что кинематическая точность передач тесно коррелирует с низко- и среднечастотным участком спектра ее кинематической погрешности, плавность работы – со среднечастотным, полнота контакта – с высокочастотным участком [2].

На основе описанного подхода осуществляется оценка точности передачи любого типа по аналогии с цилиндрическими зубчатыми передачами, используя при этом в качестве прототипа для построения норм точности ГОСТ 1643–81.

Согласно этому стандарту **норма кинематической точности** передачи в сборе может быть охарактеризована параметром наибольшей кинематической погрешности F'_{io} . Ее допуск описывается уравнениями:

$$F'_{io} = F'_{io1} + F'_{io2}; \quad (1)$$

$$F'_{iok} = F_p + f_f, \quad (2)$$

где F'_{io1}, F'_{io2} – допуски на наибольшую кинематическую погрешность колес передачи; F_p – допуск на накопленную погрешность шага колеса; f_f – допуск погрешности профиля зуба колеса.

Исходя из этого подхода, величина наибольшей кинематической погрешности должна быть одинаковой для передач любых типов, имеющих одну и ту же степень точности по норме кинематической точности.

На рис. 1 проиллюстрировано это положение, базирующееся на анализе численных значений показателей F_p и f_f , используемых ГОСТ 1643–81 для степеней точности от четвертой до восьмой. По вертикальной оси отложено отношение величины F'_{io} , рассчитанной по формулам (1) и (2) в микрометрах, к делительному диаметру ведомого колеса в

миллиметрах. С целью улучшения графического представления некоторые промежуточные точки опущены. По горизонтальной оси отложены соответствующие значения делительного диаметра ведомого зубчатого колеса в миллиметрах.

Из рисунка видно, что при делительных диаметрах более 300 мм значение этого отношения стабилизируется. Следовательно, абсолютная величина наибольшей кинематической погрешности, выраженная в угловых минутах, оказывается практически постоянной вне зависимости от величины делительного диаметра D :

$$F'_{io}[\text{угл.мин}] = \frac{360 \cdot 60 \cdot F'_{io}[\text{мкм}]}{1000 \cdot \pi \cdot D[\text{мм}]} \quad (3)$$

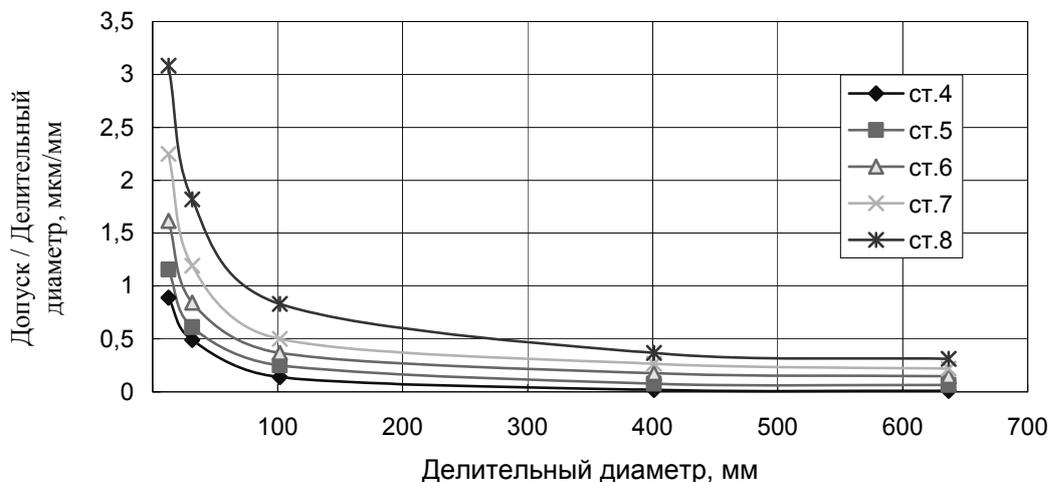


Рис. 1. Зависимость отношения допуска наибольшей кинематической погрешности к делительному диаметру ведомого колеса от делительного диаметра

Большее значение имеет такое отношение для делительных диаметров менее 100 мм, что объясняет и характеризует недостатки технологического подхода к назначению допусков. При малых делительных диаметрах, что свойственно мелко-модульным колесам и колесам с малым числом зубьев, труднее обеспечить их точ-

ность, и потому разработчики стандарта расширили соответствующее поле допуска с тем, чтобы получаемая точность укладывалась в принятую гипотезу однократной обработки.

С учетом представленного анализа и положения о том, что система допусков использует принцип геометриче-

ской прогрессии, ориентировочная величина допуска наибольшей кинематической погрешности передачи в угловых минутах может быть описана уравнением

$$F'_{io}(N) = 1' \cdot 1,6^{N-4}, \quad (4)$$

где N – степень точности передачи (4...12).

В формуле (4) используется в качестве базовой степени точности четвертая степень, не связанная с какими-либо частными геометрическими параметрами передачи (модулем, числом зубьев, делительным диаметром) и имеющая расхождения с величинами, предусмотренными ГОСТ 1643–81, не более 20 %, что соответствует ошибке определения допуска, не превышающей третьей части от разницы допусков, полученной для двух соседних степеней точности.

Норма плавности может быть определена, согласно ГОСТ 1643–81, величиной местных кинематических погрешностей

$$f'_{ior} = |f_{Pt}| + f_f, \quad (5)$$

где $|f_{Pt}|$ – допуск (модуль верхнего или нижнего предельного отклонения) углового шага зацепления.

Как правило, местные кинематические погрешности проявляются в записи кинематической погрешности передачи с

зубцовой частотой. Исследования передач различных типов (червячных, зубчатых цилиндрических, конических, прецессионных, планетарных шариковых и роликовых) показывают, что эта частота за оборот ведомого звена совпадает или с числом зубьев зубчатых колес, или с величиной, равной передаточному отношению:

$$k = z_1 \cap z_2 \cap U. \quad (6)$$

На рис. 2 представлена зависимость отношения допуска местной кинематической погрешности в микрометрах к делительному диаметру в миллиметрах от величины делительного диаметра.

Из графика видно, что для упомянутого отношения прослеживается та же тенденция (см. рис. 1), однако в несколько меньшей степени. Тем не менее, данная зависимость также может быть описана приближительной формулой, аналогичной формуле (4):

$$f'_{io}(N) = 0,25' \cdot 1,41^{N-4}. \quad (7)$$

Данная формула дает ошибку около 30 % от разницы допусков, полученной для двух соседних степеней точности по норме плавности.

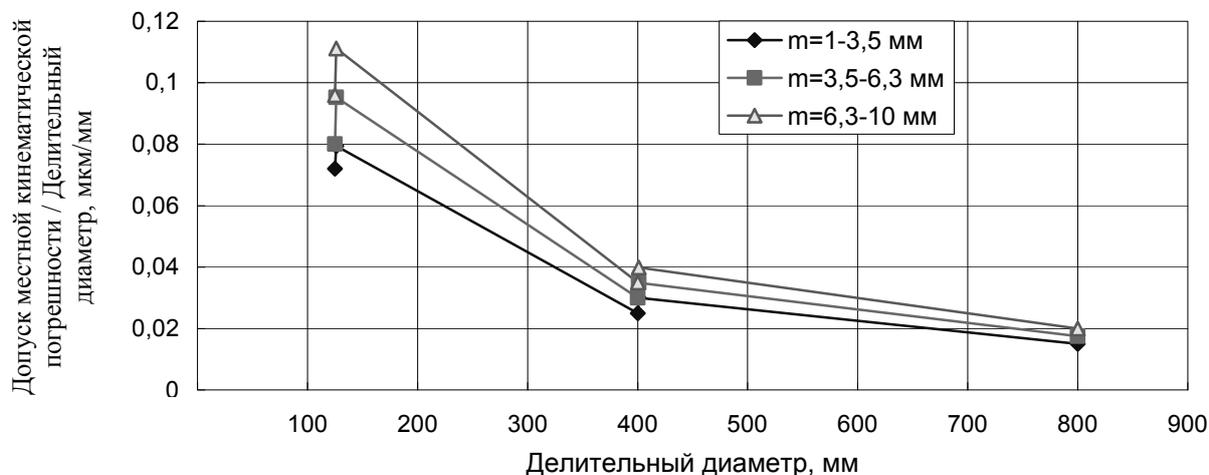


Рис. 2. Зависимость отношения допуска местной кинематической погрешности к делительному диаметру от величины делительного диаметра

Норма контакта зубьев для зубчатых передач характеризуется суммарным или мгновенным пятном контакта и, как правило, контролируется с помощью довольно субъективного метода нанесения краски на активные боковые поверхности зубьев. Однако определить этот параметр можно и другим способом, если учесть следующее обстоятельство.

В [2] показано, что изменение мгновенной точки контакта активных боковых поверхностей зубьев, происходящее многократно за цикл пересопряжения двух зубьев, должно приводить к появлению в спектре кинематической погрешности частот, многократно превышающих зубцовую частоту. В связи с этим контакт зубьев может характеризоваться как показатель «плавности второго порядка» для высокочастотных составляющих кинематической погрешности с номерами

$$k \gg 2z_2 \cap U, \quad (8)$$

где z_2 – число зубьев ведомого колеса.

По результатам исследований более восьмидесяти конических пар в условиях РУП «Минский тракторный завод» было установлено, что величина суммарного пятна контакта тесно коррелирует со средней геометрической величиной высокочастотных гармоник кинематической погрешности (рис. 3).

На рисунке представлен график такой зависимости, который аппроксимируется линейной зависимостью с коэффициентом корреляции, равным 0,97:

$$PK_{\%}(N) = 313 - 3887 \cdot A'_{\sigma}; \quad (9)$$

$$A'_{\sigma} = 2 \sqrt{\frac{\sum_{i=k}^n A_i^2}{n}}; \quad (10)$$

$$A_i > \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n A_j. \quad (11)$$

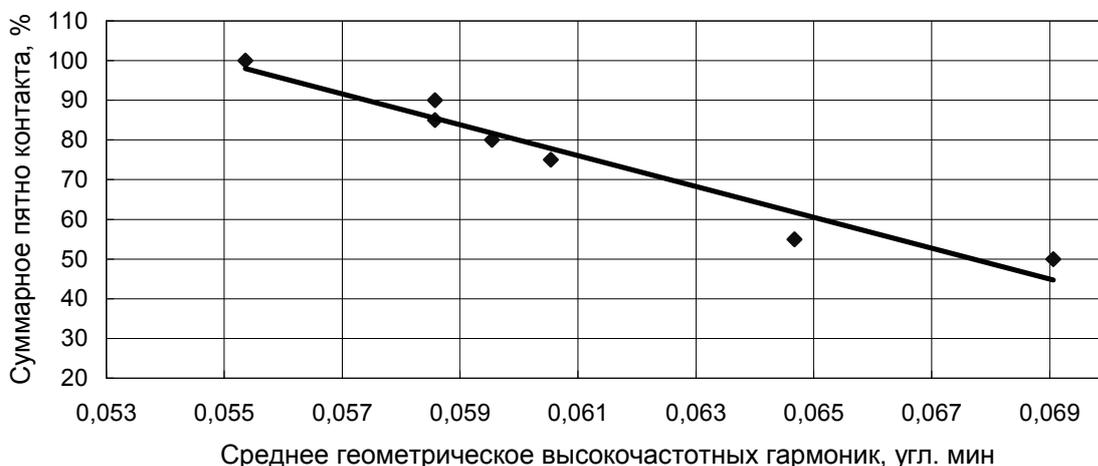


Рис. 3. Зависимость суммарного пятна контакта от среднего геометрического высокочастотных гармоник кинематической погрешности

На основе такой статистической зависимости величина среднего геометрического высокочастотных гармоник может быть пронормирована для разных степеней полноты контакта следующим образом:

$$PK(N) = 0,05' \cdot 1,26^{N-4}, \quad (12)$$

что позволяет свести ее определение к анализу кинематической погрешности передачи в сборе и не учитывать конструктивные особенности передачи.

Норма **бокового зазора передачи** в сборе определяется величиной минимального (гарантированного) зазора $j_{n \min}$. В таблицах ГОСТ 1643-81 приведены его величины в зависимости от межосевого расстояния передачи a_w . Однако эти значения также могут быть выражены в угловых величинах. Так, на рис. 4 приведена зависимость отношения допуска минимального бокового зазора в микрометрах для вида сопряжения E к величине межосевого расстояния передачи в миллиметрах.

Из рисунка видно, что упомянутое отношение незначительно изменяется уже при межосевом расстоянии свыше 200 мм. Если принять это отношение равным 0,22 для любых межосевых расстояний, т. е.

$$k_1 = \frac{j_{n \min} [\text{мкм}]}{a_w [\text{мм}]} = 0,22, \quad (13)$$

а также с учетом того, что

$$\begin{aligned} a_w &= \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_2}{U} + D_2 = \\ &= D_2 \frac{U + 1}{2U} = D_2 \cdot k_2, \end{aligned} \quad (14)$$

где D_1 и D_2 – делительные диаметры ведущего и ведомого колес; U – передаточное отношение, получим следующее соотношение для вычисления линейного бокового зазора:

$$j_{n \min} [\text{мкм}] = k_1 a_w [\text{мм}] = k_1 k_2 D_2 [\text{мм}]. \quad (15)$$

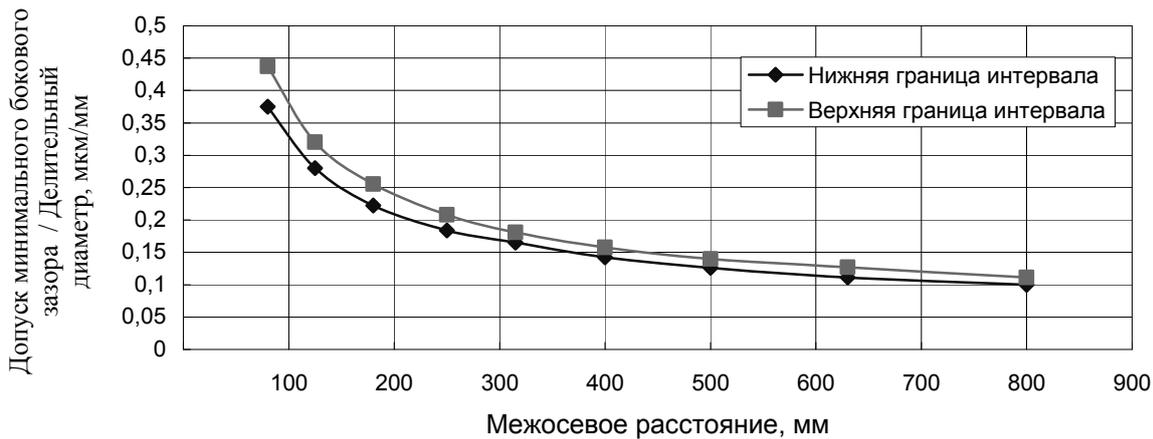


Рис. 4. Зависимость отношения допуска минимального бокового зазора к величине межосевого расстояния от межосевого расстояния

Если затем преобразовать линейный зазор к соответствующему свободному угловому ходу ведомого звена в угловых минутах, то с учетом соотношения

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = \frac{360 \cdot 60 \cdot j_{n \min} [\text{мкм}]}{1000 \cdot \pi \cdot D_2 [\text{мм}]} \quad (16)$$

можно получить следующую величину минимального бокового зазора для вида сопряжения E :

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = 1,5' \cdot \frac{U + 1}{2U}. \quad (17)$$

С учетом же того, что система допусков бокового зазора построена по принципу геометрической прогрессии со знаменателем 1,6, получим следующее выражение для нормирования величины бокового зазора передачи, учитывая ее передаточное отношение, но не использующее дополнительной информации о конструкции передачи:

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = 1,5' \cdot \frac{U + 1}{2U} \cdot 1,6^{N - N_E}. \quad (18)$$

Вычисленные по формулам (4), (7) и (12) абсолютные величины допусков по нормам кинематической точности, плавности работы и полноты контакта приведены в табл. 1.

Наибольшие значения гарантированного бокового зазора передач (при этом учитывались только понижающие передачи с $U \geq 1$) для различных видов сопряжения приведены в табл. 2.

Табл. 1. Абсолютные нормы точности передач

Степень точности	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Наибольшая кинематическая погрешность, угл. мин	1	1,6	2,6	4	6,6	10,5	16,8	26,8	43
Местная кинематическая погрешность, угл. мин	0,25	0,35	0,5	0,7	1	1,4	2	2,8	4
Высокочастотная кинематическая погрешность, угл. мин	0,05	0,06	0,08	0,1	0,13	0,16	0,2	0,25	0,32

Табл. 2. Абсолютные нормы бокового зазора

Вид сопряжения	H	E	D	C	B	A
Гарантированный зазор, угл. мин	0	1,5	2,4	3,8	6,1	9,8

Безусловно, описанный подход не обеспечивает возможности операционного контроля деталей зацепления конкретного вида, однако он может использоваться при сравнении передач разных типов.

При использовании такого подхода возникает также и задача выбора допусков отдельных деталей зацепления, обеспечивающих требуемую точность передачи в сборе, соответствие которым необходимо проверить на этапе операционного контроля при изготовлении этих деталей. Одним из способов решения такой задачи

является методика 2D- или 3D-моделирования образования кинематических погрешностей

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Производство зубчатых колес : справочник / Под ред. Б. А. Тайца. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1975. – 708 с.
2. Пашкевич, В. М. Комплексный метод технологического контроля и управления точностью процесса сборки механических передач / В. М. Пашкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 140–149.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.10.2008

V. M. Pashkevich
Method of the associative estimation
of the accuracy of the assembled
mechanical transmission

The article contents the description of the approach to standardization of accuracy of the assembled mechanical transmissions, based on associative method of the purpose tolerance in analogy with tolerance of cylindrical gearings. Reasoning of the choice of the absolute values of such tolerance which are not connected with the account of the peculiarities of concrete gear design is given in the article.

УДК 621.833.01

С. И. Родионова, А. М. Даньков, д-р техн. наук, доц.**ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПОЛИСЕКТОРНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ ВНЕШНЕГО И ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЙ**

Рассмотрена методика определения величины износа в передачах с составными полисекторными зубчатыми колесами (СПЗК) внешнего и внутреннего зацепления как фактора, определяющего долговечность передачи с учетом особенностей зацепления зубьев и закономерностей их взаимодействия, существующих передачам с СПЗК в зависимости от параметра, характеризующего абсолютное положение зубчатого сектора относительно оси вращения СПЗК.

Зубчатые передачи являются наиболее подверженным износу элементом большинства передаточных механизмов. Чрезмерная величина износа боковых поверхностей зубьев может привести к выходу из строя как отдельных элементов передаточных механизмов, так и всего механизма в целом. Именно поэтому зубчатая передача, кроме массогабаритных характеристик, определяет долговечность передаточных механизмов. В настоящее время увеличение срока службы зубчатых передач достигается за счет применения в процессе изготовления зубчатых колес новых материалов или же материалов с улучшенными свойствами, увеличения износостойкости поверхностного слоя зубьев методами термической обработки (закалка зубьев, цементация, азотирование), поверхностного пластического деформирования, лазерной, ультразвуковой и электроэрозионной обработки, а также накатыванием, электромеханической обработкой и т. д. Корригирование позволяет повысить контактную прочность на 20 %, изгибную прочность на 100 % и долговечность на 200 % при тех же габаритах передачи [1]. Кроме того, для повышения долговечности зубчатых колес на практике широко применяются методы восстановления изношенных зубчатых колес. Восстановление работоспособности зубчатых колес, утраченной в результате относительно равномерного износа рабочих поверхностей зубьев, осуществляется раздачей венца в радиальном направлении и чистовым на-

резанием зубьев, локальные дефекты (поломки отдельных зубьев) устраняются наплавкой с последующей механической обработкой. При этом упускается из виду то, что в ряде случаев самым простым и доступным способом восстановления зубчатых колес, а также увеличения срока службы зубчатой передачи является использование составной конструкции зубчатых колес. Составная конструкция предполагает простую замену дефектных или не удовлетворяющих потребителя по тем или иным показателям элементов зубчатых колес. Из патентно-технической литературы и анализа, применяемых на практике конструкций составных зубчатых колес следует, что в большинстве случаев использования зубчатых колес блочной конструкции решаются узкоспециальные задачи, в то время как использование конструкции СПЗК позволяет комплексно решить проблемы повышения ремонтпригодности, восстановления работоспособности и повышения долговечности передач. Кроме того, применение СПЗК в передачах позволяет создать конкурентоспособную конструкцию плавнорегулируемой зубчатой передачи [2]. Однако, несмотря на разработанную методику проектирования [2] и те возможности, которые открывает составная конструкция зубчатого колеса, передачи с СПЗК не нашли должного применения в машиностроении. Это связано с тем, что оптимальные пара-

метры передач с СПЗК пока еще не отрабатаны на должном уровне и для ее совершенствования в тщательном изучении нуждаются кинематические, динамические, трибологические, прочностные показатели этих передач.

Известно, что срок службы зубчатых передач при заданных условиях нагружения определяется, в первую очередь, характером разрушения поверхностей контактирующих зубьев. Кроме разрушений, вызванных контактными напряжениями, в передачах с СПЗК лимитирующими являются повреждения зуба в результате износа боковых поверхностей зубьев зубчатых секторов. Таким образом, первостепенное внимание следует уделить теоретическому определению распределения износа по боковой поверхности зубьев секторов в передачах с СПЗК в зависимости от положения зубчатых секторов относительно центра вращения СПЗК на основе рассмотрения геометрических условий функционирования, особенностей зацепления [2] и удовлетворительного взаимодействия элементов передачи, т. к. именно эта характеристика будет определять срок службы и долговечность передач с СПЗК. Кроме того, учитывая классические представления о характере протекания износа в передачах с цельными зубчатыми колесами, можно отметить, что картина изнашивания СПЗК будет зависеть от вида зацепления (внешнее или внутреннее), а т. к. наиболее перспективная конструкция плавнорегулируемой зубчатой передачи на основе использования СПЗК может быть создана с применением промежуточного зубчатого колеса с внешними и внутренними зубьями [3], то исследование износостойкости передач с СПЗК внешнего и внутреннего зацепления является весьма актуальным.

В расчетах зубчатых передач на износ на основе большого количества экспериментальных данных предполагается, что разрушение активной поверхности зубьев обусловлено проскальзыванием в зоне контакта. Алгоритм расчета на износ включает расчетные формулы, в которые входит такой параметр, как интенсивность

изнашивания. Основная зависимость, используемая при расчетах зубчатых передач на износ, имеет вид:

$$I_h = \frac{dh}{dS}, \quad (1)$$

где I_h – интенсивность изнашивания; h – величина изношенного слоя (износ); S – путь трения.

При известной интенсивности изнашивания в данных условиях трения можно определить характер распределения износа по профилю зуба, для чего в характерных точках определяется величина износа по формуле [4]

$$h = 2,25 \cdot I_h \cdot \lambda \cdot \sqrt{N \cdot \eta \cdot \rho'}, \quad (2)$$

где h – толщина изношенного слоя поверхности зуба; I_h – интенсивность изнашивания (может быть определена по формулам, приведенным в [5], или получена экспериментальным путем, ее расчетное значение для зубчатых передач составляет $I_h = 2,2 \cdot 10^{-6} \dots 7,5 \cdot 10^{-6}$ [6]); λ – удельная скорость скольжения зубьев; N – нормальная нагрузка в точке контакта, $N = F_t / \cos \alpha_{wt}$; F_t – окружное усилие; α_{wt} – угол зацепления; η – упругая постоянная материалов, $\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$; ν_1 и ν_2 – коэффициент Пуассона материалов СПЗК и сопряженного колеса соответственно; E_1 и E_2 – модуль упругости материалов СПЗК и сопряженного колеса соответственно; ρ' – приведенный радиус кривизны.

Формула (2) учитывает тот факт, что существенное влияние на износ зубьев оказывают особенности геометрии и кинематики зубчатого зацепления. За время прохождения площадки контакта над данной точкой поверхности при взаимодействии пары зубьев изме-

няются удельная скорость скольжения λ , зацепления α_{wt} (см. рис. 1).
 приведенный радиус кривизны ρ' и угол

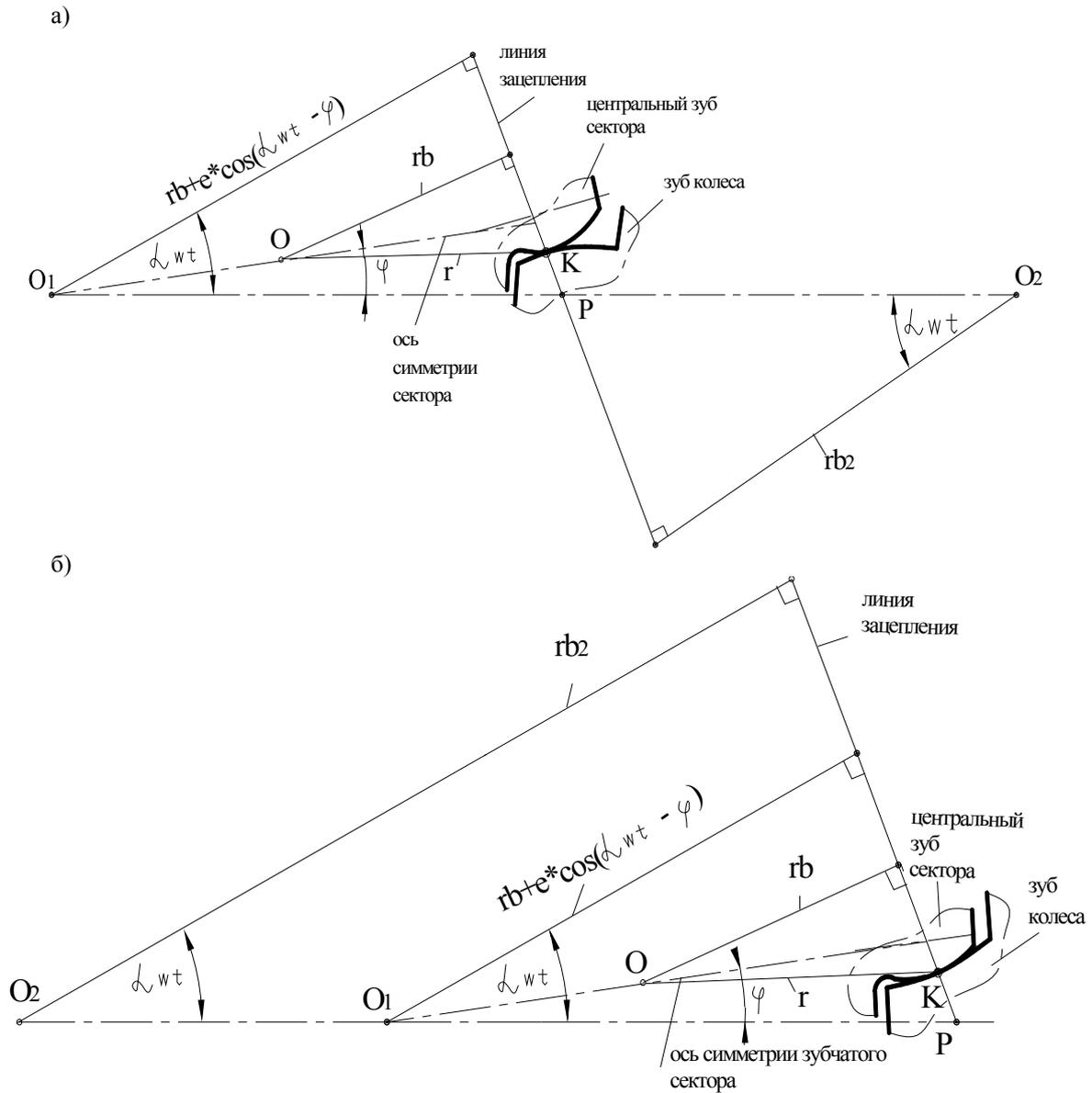


Рис. 1. Схема взаимодействия зубчатого сектора с сопряженным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацепления

Величина угла зацепления равна:
 – для внутреннего зацепления

$$\alpha_{от} = \arcsin \frac{e \cdot \sin(180 - \varphi)}{OO_2} + \arccos \frac{r_{b2} - r_b}{OO_2}; \quad (3)$$

– для внешнего зацепления

$$\alpha_{от} = \arccos \frac{r_{b2} + r_b}{OO_2} - \arcsin \frac{e \cdot \sin(\varphi)}{OO_2}, \quad (4)$$

где OO_2 – расстояние от центра враще-

ния цельного зубчатого колеса до геометрического центра зубчатого сектора в передачах с СПЗК внутреннего зацепления, $OO_2 = \sqrt{a^2 + e^2 - 2a \cdot e \cdot \cos(180 - \varphi)}$; $OO_2 = \sqrt{a^2 + e^2 - 2a \cdot e \cdot \cos(\varphi)}$ – то же, в передачах внешнего зацепления; e – вылет зубчатого сектора; OO_1 – величина, характеризующая абсолютное положение зубчатого сектора относительно оси вращения СПЗК, учитываемое коэффициентом $k = 1 + 2e/(m \cdot z)$; a – межосевое рас-

стояние передачи O_1O_2 ; Z – число зубьев СПЗК при минимальном вылете зубчатого сектора $e = 0$ мм; φ – угол поворота СПЗК; r_{b2} и r_b – радиусы основной окружности цельного зубчатого колеса и основной дуги зубчатого сектора соответственно.

Изменение угла зацепления в зависимости от изменения радиуса точки контакта r приведено на рис. 2.

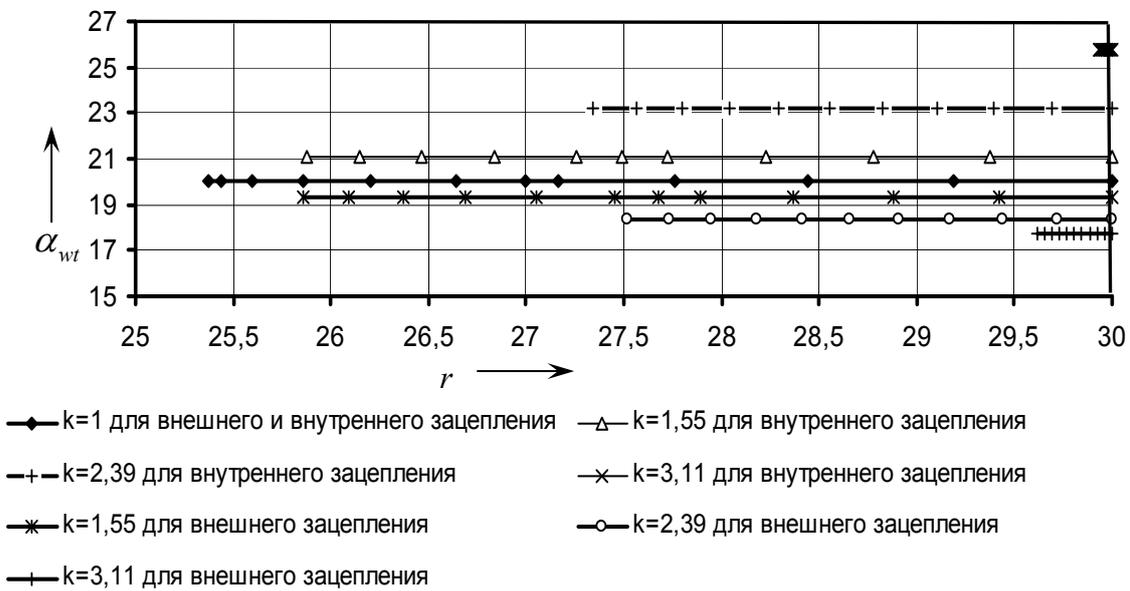


Рис. 2. Зависимость угла зацепления при взаимодействии зубчатого сектора с цельным зубчатым колесом с параметрами зацепления $m = 3$ мм, $z_2 = 112$, $z = 18$ (ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии СПЗК и проходит через центральный зуб зубчатого сектора)

Анализируя графические зависимости, представленные на рис. 2, можно отметить, что при вылете зубчатого сектора, равного нулю, угол зацепления равен 20 град. В передачах с внешним зацеплением угол зацепления при увеличении вылета зубчатого сектора уменьшается, а с внутренним – увеличивается.

Ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии СПЗК и проходит через центральный зуб зубчатого сектора, являясь, кроме того, осью отсчета угла поворота СПЗК от вертикальной оси

(см. рис. 2). Таким образом, наблюдается незначительное (в пределах 0,01) изменение угла зацепления (формулы (3) и (4)) в зависимости от радиуса точки контакта (в зависимости от угла поворота СПЗК) в передачах внешнего и внутреннего зацепления (графики на рис. 2 практически параллельны оси абсцисс).

Приведенный радиус кривизны профилей сопряженных зубьев определяется по формуле

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (5)$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны профилей зубьев СПЗК и цельного зубчатого колеса соответственно в точке касания профилей.

Согласно построениям на рис. 3, радиус кривизны профилей зубьев СПЗК равен:

– для внешнего зацепления

$$\rho_1 = \frac{r_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt}}{(r_b + r_{b2} + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi)) - 1} - x; \quad (6)$$

– для внутреннего зацепления

$$\rho_1 = \frac{r_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt}}{\frac{r_{b2} - (r_b + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi))}{r_b + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi)} + 1} - x, \quad (7)$$

где x – расстояние между точкой касания профилей К и мгновенным полюсом зацепления Р, измеренное по линии зацепления;

$$x = r_{b2} (\tan \arccos \frac{r_{b2}}{r_2} - \tan \alpha_{wt}), \quad (8)$$

где r_2 – радиус точки касания сопряженных профилей относительно центра вращения цельного зубчатого колеса O_2 .

Изменение приведенного радиуса кривизны профиля зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлено на рис. 4.

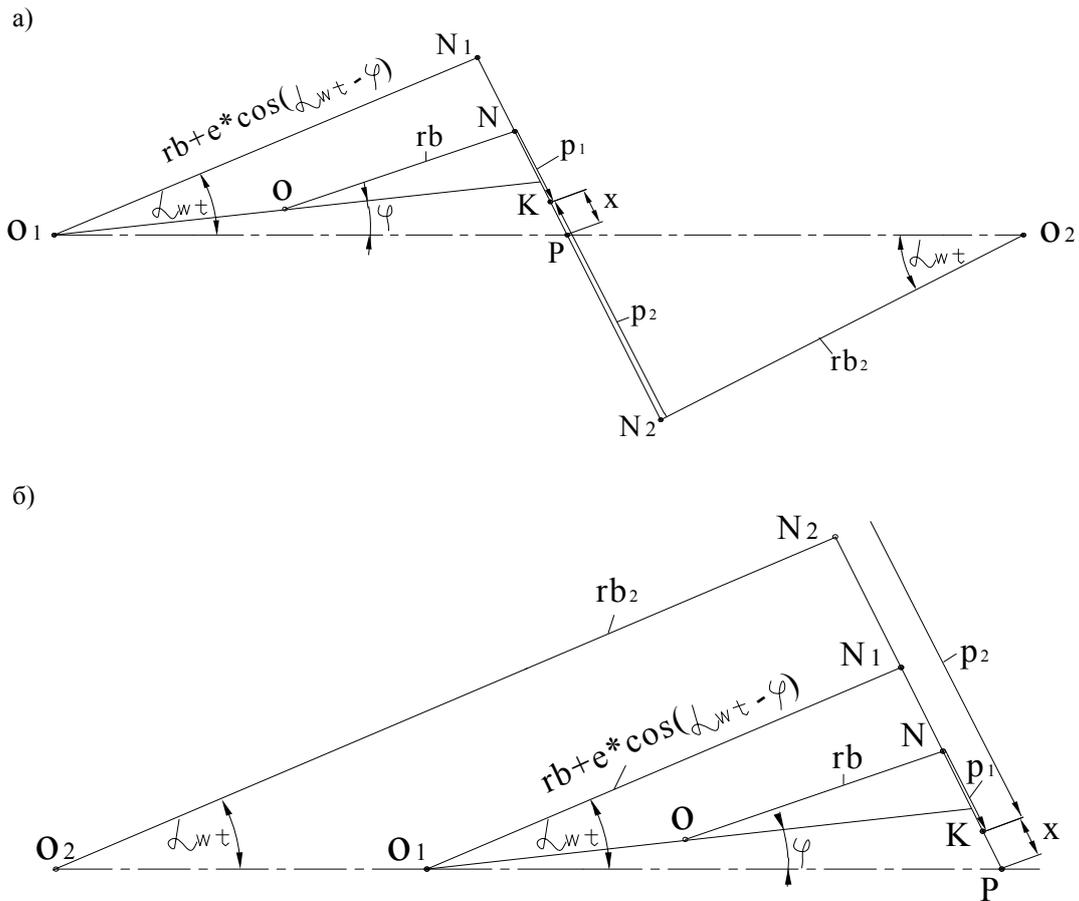
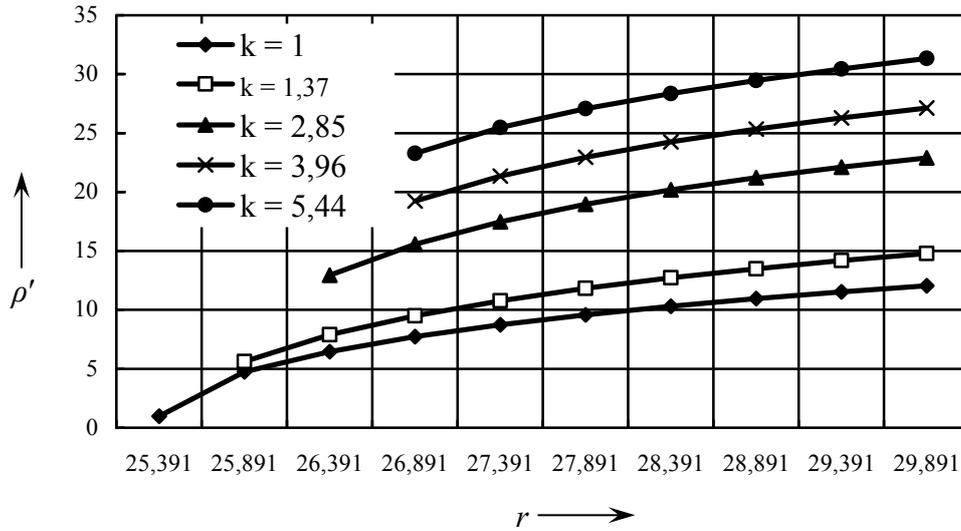


Рис. 3. Схема для определения радиуса кривизны профилей зубьев СПЗК внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений

а)



б)

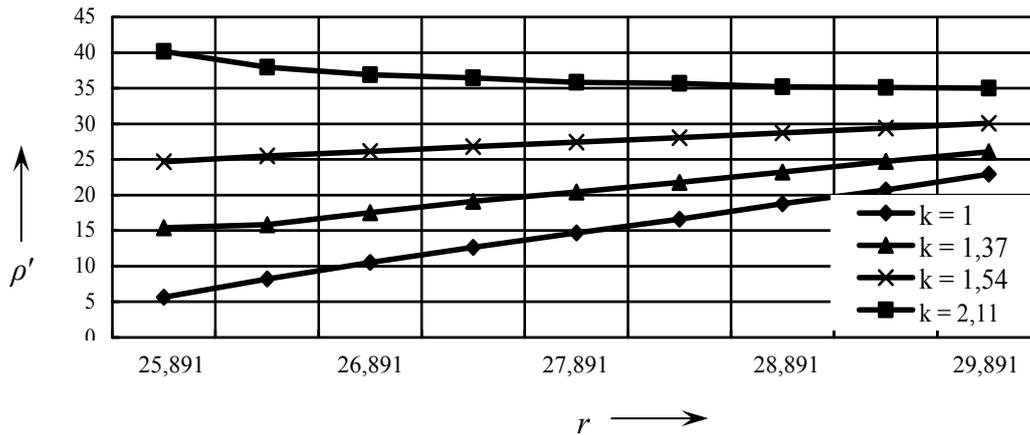


Рис. 4. Зависимость приведенного радиуса кривизны профиля зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса в точке касания центрального зуба сектора с цельным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК. Параметры зацепления $m = 3 \text{ мм}$, $z_2 = 112$, $z = 18$

Удельная скорость скольжения λ в зубчатом зацеплении определяется по формуле [1]

$$\lambda = i \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1, \quad (10)$$

где i – мгновенное передаточное отношение передачи.

Изменение удельной скорости

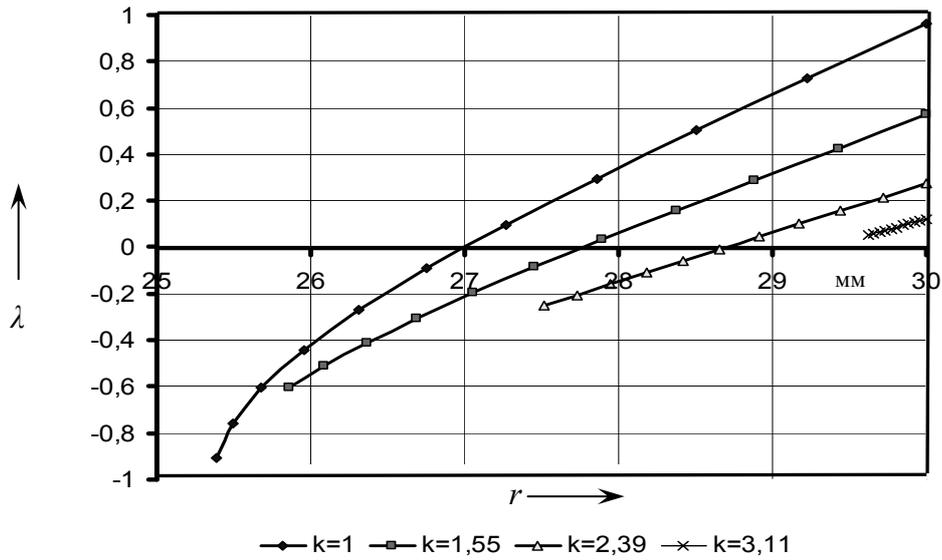
скольжения в зубчатом зацеплении в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлено на рис. 5.

Расчет толщины изношенного слоя в передачах с СПЗК был произведен с учетом вышерассмотренных параметров. Значения толщины изношенного слоя зубьев зубчатых секторов были опреде-

лены для точек профиля зуба сектора, в которых отсутствует кромочное зацепление, т. е. для тех точек, которые лежат на общей нормали к профилям зубьев в момент взаимодействия. Кроме того, при определении параметров передачи с СПЗК

принимается такое положение зубчатых колес передачи, когда ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии составного и цельного зубчатых колес и проходит через геометрический центр зубчатого сектора.

а)



б)

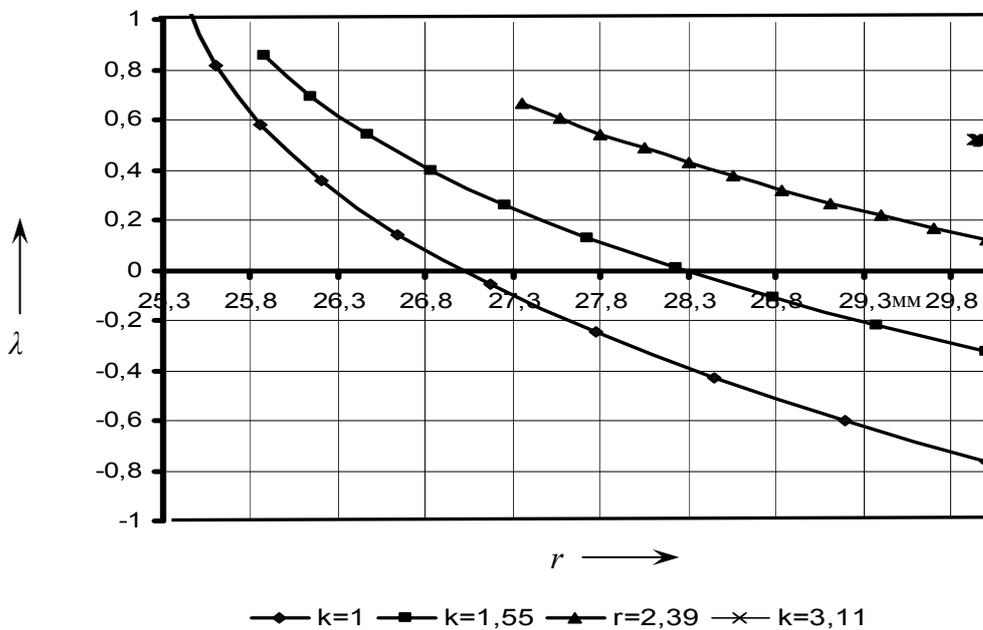


Рис. 5. Распределение удельной скорости скольжения по профилю центрального зуба зубчатого сектора при различном положении его относительно центра вращения СПЗК при взаимодействии его с цельным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений

Результаты расчета толщины изношенного слоя в передачах с СПЗК для зубьев зубчатого сектора, взаимодействующего с цельными зубчатыми колесами внешнего и внутреннего зацеплений, представлены графически на рис. 6.

Зонами максимального действительно износа зубьев зубчатого сектора согласно рис. 6 являются зона ножки зубчатого сектора и зона головки зубчатого сектора.

Причем в результате смещения с увеличением вылета зубчатого сектора полюса Р зацепления в сторону вершины зубчатого сектора скорость скольжения на головке зуба зубчатого сектора с увеличением его вылета не достигает своего максимума по сравнению с зацеплением зуба

зубчатого сектора с сопряженным зубом колеса при вылете сектора (вылет равен нулю). Данный процесс наблюдается и при удалении зуба зубчатого сектора относительно оси симметрии сектора. С увеличением вылета зубчатого сектора значение удельной скорости скольжения на ножке зуба возрастает, и, следовательно, значение толщины изношенного слоя зуба сектора на его ножке с увеличением вылета и удалением зуба сектора от оси симметрии зубчатого сектора увеличивается. Вышеописанные закономерности свойственны для передач с СПЗК как внешнего, так и внутреннего зацепления.

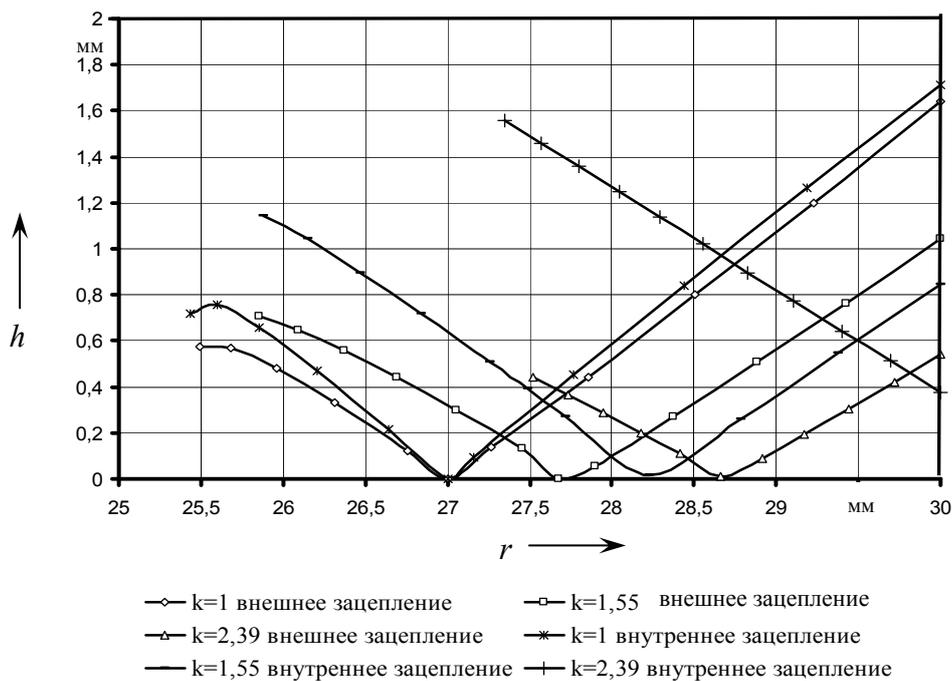


Рис. 6. Распределение толщины изношенного слоя по профилю зубьев пятизубчатого сектора, взаимодействующего с цельным зубчатым колесом. Исходные данные для расчета: материал колес – сталь 45; $m = 3$ мм; $z = 18$; $z_2 = 112$; $b = 25$ мм; $T = 500$ Н·м; $I_h = 2,5 \cdot 10^{-6}$; $t = 10^6$ цикла

Оценить преимущество вида зацепления (внешнее или внутреннее) по показателю долговечности передач с СПЗК можно исходя из оценки условного коэффициента запаса по износу:

$$n = \frac{[h]}{h}, \quad (11)$$

где $[h]$ – значение допустимой величини

ны износа; h – максимальное значение действительного износа.

Зависимость условного коэффициента запаса по износу в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлена на рис. 7.

Значения допустимой величины из-

носа зависят от функционального назначения передач с СПЗК, требуемого уровня их надежности. Допустимая величина износа зубьев составляет 15–30 % от исходной толщины зуба для тихоходных передач, и обычно за допустимую величину износа принимают 1/3 от исходной толщины зуба.

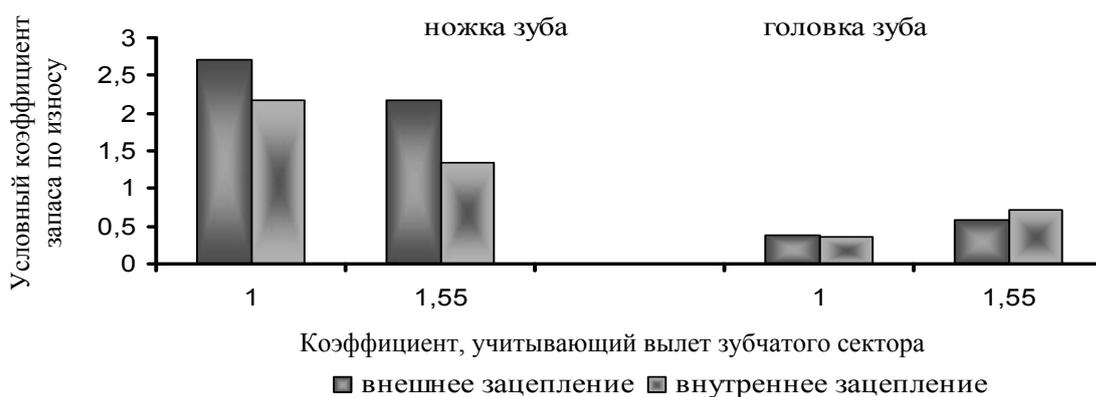


Рис. 7. Зависимость условного коэффициента запаса по износу в передачах с СПЗК от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК

По мере износа зубьев изменяются параметры зацепления и соответственно изменяются величина и положение силы нормального давления, действующей на сопряженный зуб. Для использования максимальных возможностей передач с точки зрения увеличения ресурса можно принять, что отказ зубчатой передачи возникает при износе не более 30 % от исходной толщины зуба. Таким образом, значения допустимой величины износа определяем по формуле

$$[h] = 0,3 \cdot 2r_x \times \left(\frac{\pi}{2z} + \text{inv}20^\circ - \text{inv} \varphi \cos \frac{r_b}{r_x} \right), \quad (12)$$

где r_x – радиус точки контакта зуба сектора с зубом сопряженного зубчатого колеса относительно геометрического центра зубчатого сектора.

Таким образом, необходимо отметить, что снижение износа можно обеспечить качественным проектированием передачи. В связи с этим наиболее важным на стадии проектирования передач с СПЗК является выбор параметров зубчатой передачи из условия минимизации толщины изношенного слоя поверхностей зубьев зубчатых секторов СПЗК при различных вариантах компоновочных схем плавнорегулируемых зубчатых передач как одного из основных критериев расчета передач на износ и резерва повышения долговечности передач с СПЗК. Кроме того, повышенная ремонтпригодность конструкции передач с СПЗК позволяет увеличить их общий срок службы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Машков, А. А.** Теория механизмов и машин : учеб. пособие / А. А. Машков. – Минск : Выш. шк., 1971. – 471 с.
2. **Скойбеда, А. Т.** Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес / А. Т. Скойбеда, А. М. Даньков. – Минск : БГПА, 2000. – 96 с.
3. **Пат. 9343 С1 ВУ, МПК F 16Н 29/00.** Плавнорегулируемая зубчатая передача / А. М. Даньков [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20040314 ; заяв. 07.04.04 ; опубл. 30.12.05 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь.
4. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 525 с.
5. **Дроздов, Ю. Н.** Определение интенсивности изнашивания деталей машин / Ю. Н. Дроздов. // Вестн. машиностроения. – 1980. – № 6. – С. 12–15.
6. **Дроздов, Ю. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях / Ю. В. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.07.2008

S. I. Rodionova, A. M. Dankov
Evaluation of the durability of composite polysector gears with internal and external gearing

The paper describes the evaluation technique of the magnitude of wear in composite polysector gears with external and internal gearing as a factor evaluating gear durability, considering special features of teeth gearing and their regularities of interaction inherent in composite polysector gears depending on the parameter characterizing the absolute position of the gear sector with respect to the axis of rotation of composite polysector gears.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Д. С. Каплун**ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ НАСОСНЫМИ АГРЕГАТАМИ
В СИСТЕМАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

В статье рассмотрена методика оценки и расчета электрической части систем горячего водоснабжения, разработана математическая модель в среде MATLAB. В статье дана оценка целесообразности использования частотного регулирования, экономичности различных способов включения частотных преобразователей. Статья содержит алгоритм расчета регулятора скорости, который может быть реализован непосредственно частотным преобразователем. Полученное решение позволяет использовать математическую модель для исследования квазиустановившихся, переходных и нестационарных переходных процессов в сетевом контуре тепловых электростанций и в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения.

Введение

Регулирование параметров переходных процессов в магистральных трубопроводах можно получить, используя запорную арматуру (задвижку) или устройства частотного регулирования электрических параметров электродвигателя сетевого насоса. Регулирование параметров с помощью запорной арматуры может быть ручным (без применения средств автоматизации) и автоматическим (может использоваться регулятор), но в любом случае оно является неполноценным. В данном случае можно говорить о потерях энергии и, как следствие, уменьшении КПД системы.

Так, при регулировании скорости двигателя максимальные потери энергии в роторной цепи составляют до 17 %, в то время как максимальные потери энергии при регулировании трубопроводной арматурой – до 38,5 %. Такое регулирование приводит более чем к 2-кратному увеличению потерь мощности в сравнении с регулированием скорости двигателя.

Полноценное регулирование параметров технологического процесса может осуществляться с помощью частотного привода. В данной системе сетевых насосных агрегатов может быть использовано несколько способов включения частотных

приводов, но преимущество имеют индивидуальный и групповой. Индивидуальный привод предполагает использование для каждого электродвигателя сетевого насоса своего частотного преобразователя. Данный способ построения системы регулирования является дорогостоящим, однако он позволяет наиболее полно использовать преобразователи в процессе регулирования, т. е. делает процесс наиболее полноценным, с максимальным КПД.

Работа одного частотного преобразователя на два насосных агрегата имеет ряд своих ограничений. При таком регулировании частотный привод ставится со значительно повышенной мощностью для регулирования во всем диапазоне одновременно для двух приводов по идентичному алгоритму. Такой способ не является удачным, т. к. когда параметры сети значительно снижены (это обусловлено технологическим процессом), необходимо отключить первый двигатель. Второй остается с нагрузкой, близкой к номинальной, при этом параметры преобразователя находятся в нижней части диапазона регулирования. При дальнейшем снижении мощности привод попадает на границу нижнего

диапазона. Там привод может работать нестабильно, ухудшается КПД электрической части и системы в целом. Поэтому для полноценной реализации режима работы станции целесообразно использовать индивидуальный частотный привод.

В условиях жесткого контроля расходования денежных средств на модернизацию основных фондов энергосистемы, в основном, проектируется один частотный привод с мощностью, близкой к параметрам механических мощностей сетевого насоса с учетом возможных перегрузок. Такой режим позволяет при работе двух и более насосных агрегатов осуществлять регулирование только в очень узком диапазоне (не более $\pm 10\%$ от номинального расхода). Регулирование осуществляется следующим образом: все насосы запускаются в номинальном (нерегулируемом) режиме, т. е. становятся в «базу», последний насос догружает систему до требуемых параметров. Общая производительность составляет $Q_{\Sigma} = nQ_{H/A}$ (n – количество работающих насосов). При таких параметрах гидравлической системы, когда расход или значительно возрастает, или снижается, общая производительность будет подчиняться следующим требованиям:

– в случае увеличения

$$Q_{\Sigma} > nQ_{НОМ.Н/A}, \quad Q_{\Sigma} = (n+1)Q_{H/A};$$

– в случае снижения

$$Q_{\Sigma} < nQ_{НОМ.Н/A}, \quad Q_{\Sigma} = (n-1)Q_{H/A}.$$

При регулировании в большем диапазоне, когда давление, формируемое регулируемым насосом значительно ниже номинального, и все насосные агрегаты, как в данном случае, работают на один общий прямой коллектор, регулируемый насос будет или незначительно влиять на QH-параметры системы, или вообще не будет оказывать влияния на параметры системы. То есть насос будет «задавлен» давлением прямого коллектора, сформированным другими нерегулируемыми на-

сосами. При этом остальные насосы будут перегружены: при общей точке «всаса» они разделят, насколько это возможно, нагрузку регулируемого насоса (рис. 1).

Данные проблемы регулирования исчезают при использовании индивидуального привода. Алгоритм управления является одинаковым для всех насосов, условия отключения (включения) дополнительного насоса, перечисленные выше, сохраняются.

Графическая интерпретация группового и индивидуального регулирования сетевых электронасосов представлена на рис. 1 и 2.

Вклад каждого насоса в общую производительность равномерно распределен.

Рис. 2 свидетельствует о том, что при регулировании одного из четырех насосов зона совместной работы группы нерегулируемых насосов с регулируемым (ось p) очень мала. Общая производительность при включении четвертого насоса со скоростью 90% от номинальной увеличивается не более чем на 25% от номинальной производительности насосного агрегата. При этом снижение мощности происходит в $1/\sqrt{3} = 38,5\%$. То есть используя $61,5\%$ мощности установки, достигается не более 25% производительности. Такое регулирование не является экономичным.

Для дальнейшего анализа выбрана система с индивидуальным приводом и формированием одинакового задания на все насосы с учетом общей загрузки (общего объема воды в обратном коллекторе) группы сетевых насосов.

Количество работающих насосов упрощенно может быть оценено по формуле

$$n = ABS \left(\frac{Q_{\Sigma}}{Q_{НОМ.Н/A}} \right). \quad (1)$$

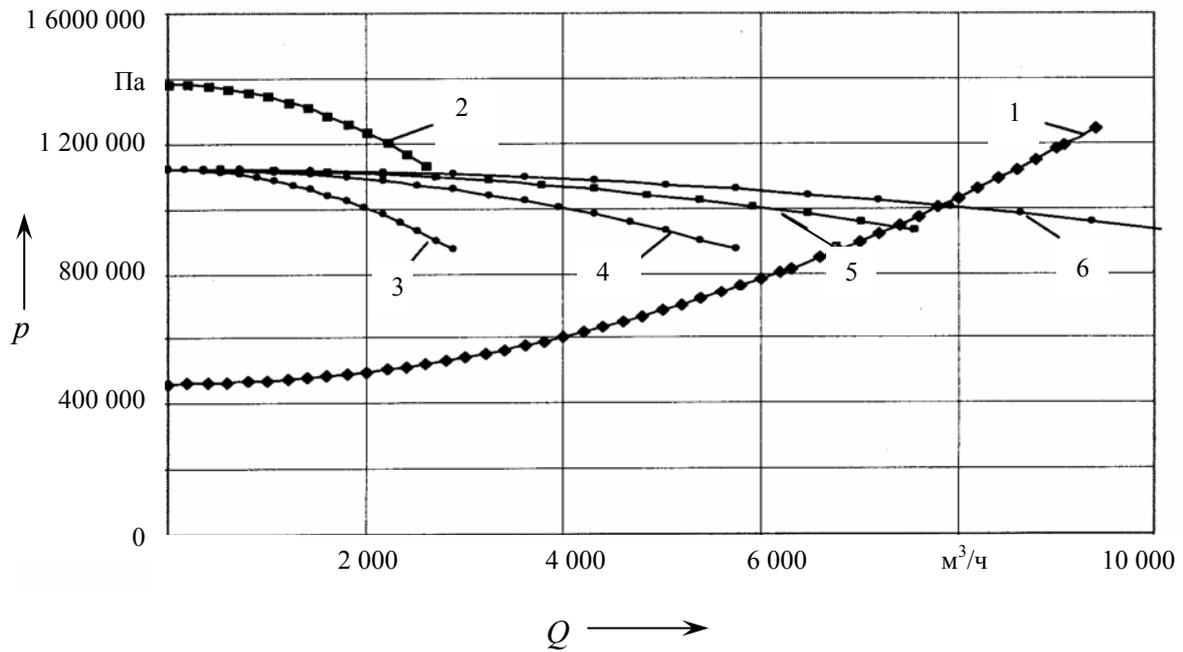


Рис. 1. Семейство механических характеристик гидравлической системы. Регулирование группы частотных насосных агрегатов с индивидуальным приводом: 1 – магистральная характеристика гидравлической системы; 2 – естественная QH-характеристика насоса СЭ1250-140; 3–6 – QH-характеристика группы из 1, 2, 3, 4 насосов при одновременном снижении скорости вниз от основной на 10 %

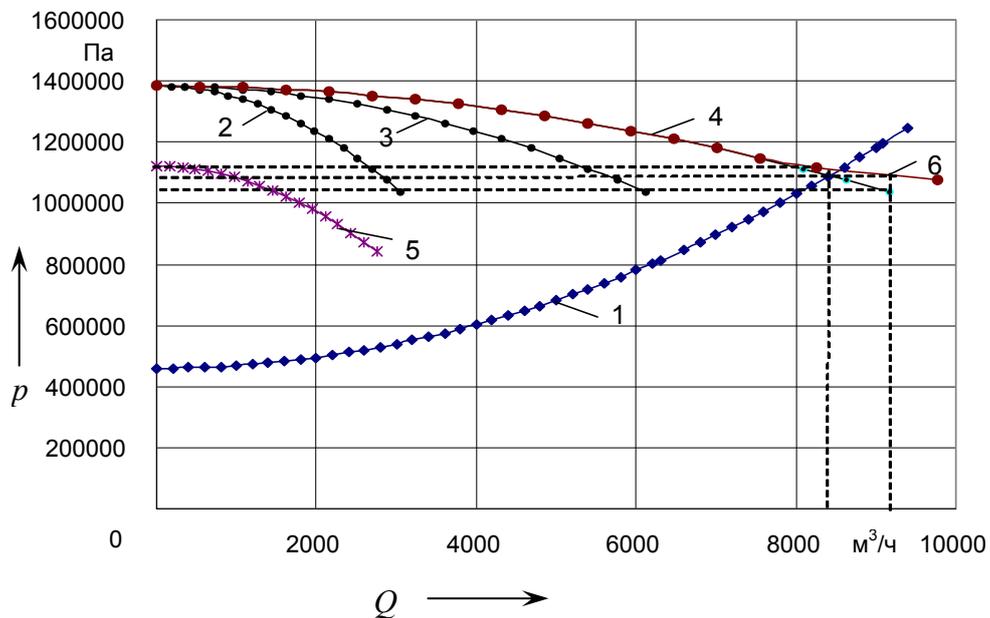


Рис. 2. Регулирование группы частотных насосных агрегатов с групповым приводом: 1 – магистральная характеристика гидравлической системы; 2–4 – QH-характеристика группы из 1, 2, 3 насосов СЭ1250-140; 5 – QH-характеристика насоса СЭ1250-140 при снижении скорости на 10 %; 6 – суммарная характеристика четырех насосов

При этом общая система регулирования подчиняется следующему закону:

$$\begin{cases} 0 \leq Q \leq 1,1Q_{НОМ.Н/А}, & n = 1; \\ 1,1Q_{НОМ.Н/А} \leq Q \leq 2,1Q_{НОМ.Н/А}, & n = 2; \\ 2,1Q_{НОМ.Н/А} \leq Q \leq 3,1Q_{НОМ.Н/А}, & n = 3; \\ Q \geq ((n-1) + 0,1)Q_{НОМ.Н/А}, & n = 4. \end{cases} \quad (2)$$

В качестве преобразователя частоты используется автономный инвертор напряжения (АИН), с помощью которого можно регулировать скорость двигателя, – так называемое вольт-частотное управление. Преобразователь такого типа используется для механизмов с вентиляторной нагрузкой (необходимо управление скоростью двигателя), разновидностью которой является сетевой электронасос. В качестве закона управления преобразователем частоты используется закон $\Psi_1 = const$.

Асинхронный электродвигатель

Для реализации преобразователя частоты в математической среде MATLAB, моделирования переходных процессов с использованием частотного привода и возможностью управления по местным обратным связям необходимо использовать модель электродвигателя (рис. 3) в осях ХУ (система вращающихся координат приведена к вращающемуся магнитному полю статора однофазной обобщенной электрической машины). При этом делаются следующие допущения [1]:

- питающая сеть является сетью бесконечной мощности;
- магнитодвижущие силы, созданные фазными токами, синусоидально распределены вдоль воздушного зазора (без учета высших пространственных гармоник магнитного поля);
- асинхронный двигатель симметричен;
- не учитывается влияние пазов;
- насыщение и потери в стали отсутствуют;
- не учитываются емкости внутри

обмоток;

– кинематическая расчетная схема электропривода (АД–СЭН) соответствует одномассовой расчетной схеме.

$$\begin{cases} U_{1X} = i_{1X} \cdot R_1 + \frac{d\psi_{1X}}{dt} - \omega_{0эл} \cdot \psi_{1Y}; \\ U_{1Y} = i_{1Y} \cdot R_1 + \frac{d\psi_{1Y}}{dt} + \omega_{0эл} \cdot \psi_{1X}; \\ U'_{2X} = i'_{2X} \cdot R'_2 + \frac{d\psi_{2X}}{dt} - (\omega_{0эл} - \omega_{2эл}) \cdot \psi_{2Y}; \\ U'_{2Y} = i'_{2Y} \cdot R'_2 + \frac{d\psi_{2Y}}{dt} + (\omega_{0эл} - \omega_{2эл}) \cdot \psi_{2X}; \\ M = \frac{3}{2} p_{II} K_1 (\psi_{1Y} \cdot i'_{2X} - \psi_{1X} \cdot i'_{2Y}). \end{cases} \quad (3)$$

Токи статора и ротора описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} i_{1X} = \frac{1}{L_1} \psi_{1X} - K_1 \cdot i'_{2X}; \\ i_{1Y} = \frac{1}{L_1} \psi_{1Y} - K_1 \cdot i'_{2Y}; \\ i_{2X} = \frac{1}{L_2} \psi_{2X} - K_2 \cdot i_{1X}; \\ i_{2Y} = \frac{1}{L_2} \psi_{2Y} - K_2 \cdot i_{1Y}; \\ i_1 = \sqrt{i_{1X}^2 + i_{1Y}^2}; \\ i'_2 = \sqrt{i'_{2X}^2 + i'_{2Y}^2}, \end{cases} \quad (4)$$

где U_{1X}, U_{1Y} – проекции напряжения статора на оси X и Y соответственно; U'_{2X}, U'_{2Y} – проекции приведенного напряжения ротора на оси X и Y соответственно; i_{1X}, i_{1Y} – проекции тока статора на оси X и Y соответственно; i'_{2X}, i'_{2Y} – проекции приведенного тока ротора на оси X и Y соответственно; $\psi_{1X}, \psi_{1Y}, \psi_{2X}, \psi_{2Y}$ – проекции потокоцеплений статора и ротора на оси X и Y соответственно; K_1, K_2 – коэффициенты электромагнитной связи соответственно; L_1, L_2 – индуктивности обмоток статора

и ротора соответственно.

Тогда с учётом одномассовой расчётной схемы уравнения (3) и (4) дополняются уравнением движения электропривода для одномассовой расчетной схемы:

$$M - M_C = J_\Sigma \frac{d\omega}{dt}. \quad (5)$$

С учетом выражений (3)...(5) составляется система уравнений, описывающая асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором.

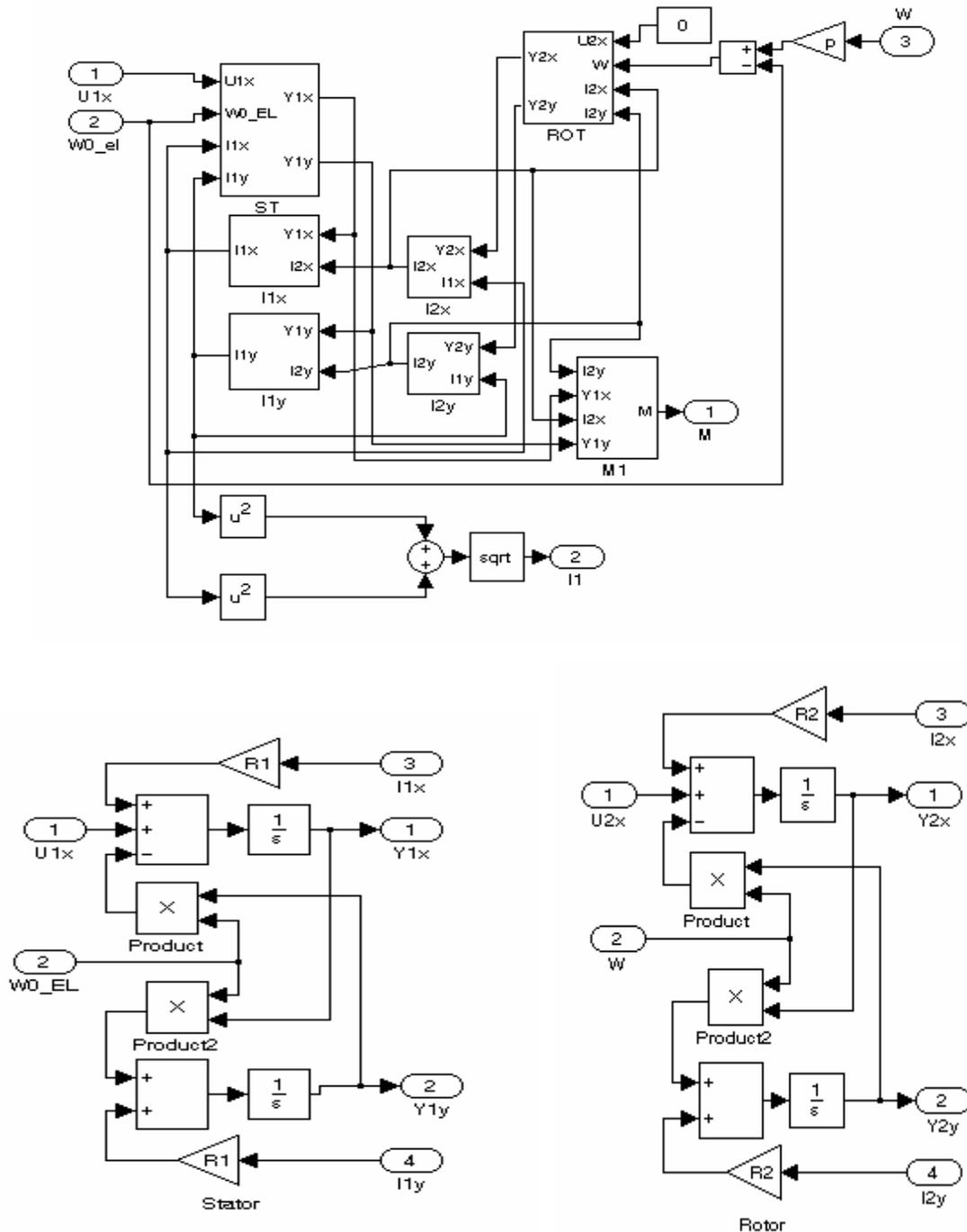


Рис. 3. Математическая модель АДКЗ в осях XY в MATLAB

Частотный преобразователь

Реализуемый АИН имеет в своем составе силовые ключи (IGBT-транзисторы), частота коммутации транзисторов (частота ШИМ-модуляции) составляет в современных преобразователях 10 кГц.

В составе преобразователя частоты

реализована микропроцессорная система управления скорости вращения электропривода с программной реализацией ПИД-регулятора и датчика (вычислителя) скорости. Функциональная схема системы стабилизации скорости вращения показана на рис. 4.

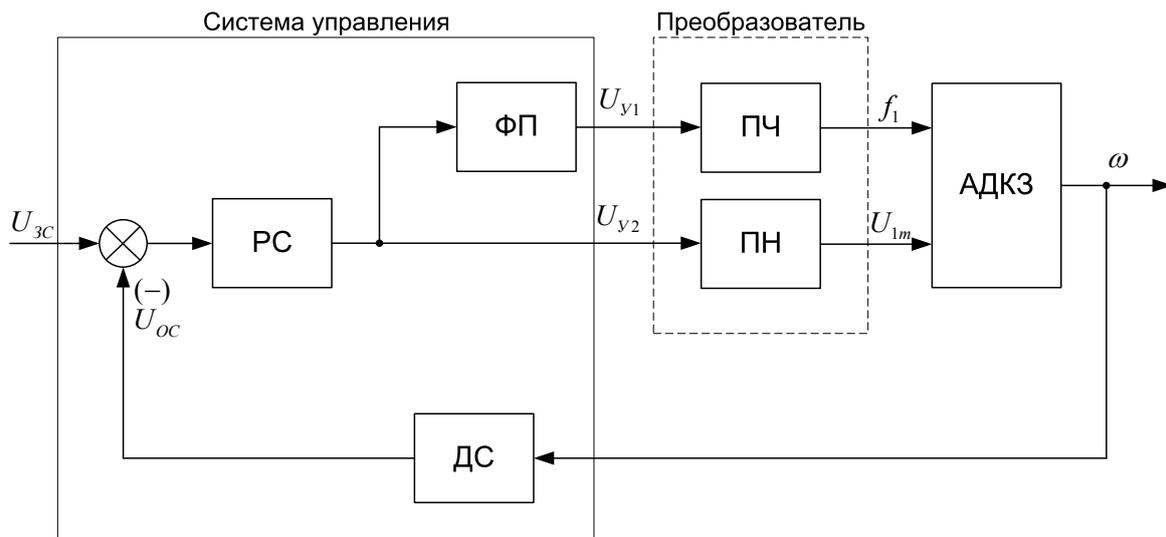


Рис. 4. Функциональная схема электропривода

На рис. 4 введены следующие обозначения:

- РС – регулятор скорости;
- ФП – функциональный преобразователь;
- ПН – преобразователь напряжения;
- ПЧ – преобразователь частоты;
- ДС – датчик скорости вращения двигателя.

В функциональной схеме обозначены сигналы:

- U_{zc} – напряжение задания скорости;
- U_{y1} – напряжение управления каналом напряжением;
- U_{y2} – напряжение управления каналом частотой;
- U_{1m} – амплитудное значение напряжения статора;
- f_1 – частота напряжения статора;
- ω – скорость вращения двигателя.

На основании функциональной схемы составляется структурная схема элек-

тропривода, которая необходима для расчета регулятора скорости привода. Для этого асинхронный электродвигатель представляется в виде линеаризованной динамической механической характеристики.

$$T_{\omega} \frac{dM}{dt} + M = \beta(\omega_0 - \omega), \quad (6)$$

где T_{ω} – электромагнитная постоянная времени электродвигателя; β – жесткость линеаризованной механической характеристики электродвигателя; M – электромагнитный момент двигателя; ω, ω_0 – угловая скорость и скорость идеального холостого хода двигателя.

Жесткость механической характеристики определяется по формуле

$$\beta = \frac{2M_K}{\omega_0 \cdot s_K}, \quad (7)$$

где ω_0 – номинальная синхронная скорость двигателя.

Электромагнитная постоянная времени [1]

$$T_e = \frac{1}{\omega_0 p_{\Pi} S_K}, \quad (8)$$

где p_{Π} – число пар полюсов двигателя.

Преобразовав выражение (6) по Лапласу и добавив выражение механиче-

ской части электропривода для одно-массовой расчетной схемы, составляется структурная схема электропривода по формуле (3) с учетом того, что преобразователь частоты описывается инерционным звеном первого порядка с коэффициентом передачи K_{Π} и постоянной времени T_{Π} . Структурная схема электропривода представлена на рис. 5.

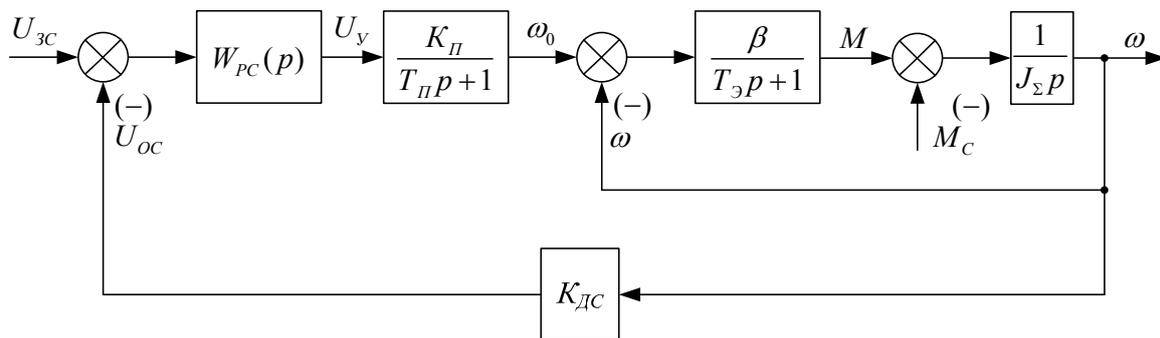


Рис. 5. Структурная схема электропривода

Коэффициент передачи преобразователя частоты определяется по формуле

$$K_{\Pi} = \frac{\omega_{0эл}}{U_y}; \quad (9)$$

$$\omega_{0эл} = 2 \cdot \pi \cdot f_c, \quad (10)$$

где $\omega_{0эл}$ – максимальное значение круговой частоты напряжения на выходе преобразователя.

Передаточная функция линеаризованного асинхронного двигателя при одно-массовой расчетной схеме (3)

$$W_{АД}(p) = \frac{\omega(p)}{\omega_{0эл}(p)} = \frac{1/\beta}{(T_{\omega} \cdot p + 1) \frac{J_{\Sigma}}{\beta} p + 1}. \quad (11)$$

При синтезе регулятора скорости в качестве малой некомпенсируемой постоянной времени выбирается постоянная времени инвертора $T_{\mu} = T_{\Pi}$.

Передаточная функция непрерывного пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора будет иметь вид:

$$W_{PC}(p) = \frac{(T_{\omega} p + 1) \cdot J_{\Sigma} \cdot p + \beta}{a_c \cdot K_{\Pi} \cdot K_{dc} \cdot T_{\mu} \cdot p} = K_{PC} + \frac{1}{T_{PC} p} + K_D \cdot p. \quad (12)$$

Передаточная функция аналогового ПИД-регулятора, согласно (12), является суммой трех составляющих:

$$W_{PC}(p) = W_{\Pi}(p) + W_{И}(p) + W_{Д}(p) = K_{PC} + \frac{1}{T_{PC} p} + K_D \cdot p. \quad (13)$$

Дифференцирующая часть регулятора скорости

$$K_D = \frac{T_{\Sigma} \cdot J_{\Sigma}}{a_c \cdot K_{\Pi} \cdot K_{\partial c} \cdot T_{\mu}}. \quad (14)$$

Пропорциональная часть регулятора скорости

$$K_{PC} = \frac{J_{\Sigma}}{a_c \cdot K_{\Pi} \cdot K_{\partial c} \cdot T_{\mu}}. \quad (15)$$

Постоянная времени интегрирования регулятора скорости

$$T_{PC} = \frac{a_c \cdot K_{\Pi} \cdot K_{\partial c} \cdot T_{\mu}}{\beta}. \quad (16)$$

Передаточная функция замкнутого контура скорости

$$W_{KC}(p) = \frac{1/K_{ДС}}{a_c \cdot T_{\mu}^2 \cdot p^2 + a_c \cdot T_{\mu} \cdot p + 1}.$$

Пренебрегая высшим порядком, можно считать

$$W_{KC}(p) \cong \frac{1/K_{ДС}}{a_c T_{\mu} p + 1}. \quad (17)$$

При математическом описании преобразователя частоты вводятся следующие допущения:

1) пренебрегается электромагнитными процессами внутри силовой схемы преобразователя;

2) так как внутренняя частота широтно-импульсной модуляции достаточно велика, то преобразователь считается непрерывным динамическим звеном;

3) параметры преобразователя считаются неизменными в течение всего цикла работы.

Тогда, с достаточной для инженерных расчетов точностью, его можно описать как 2-канальную систему с инерционными динамическими звеньями. Передаточная функция преобразователя по каналу регулирования напряжения

$$W_{ПЧН}(p) = \frac{K_U}{T_{\mu} \cdot p + 1}, \quad (18)$$

где K_U – коэффициент передачи преобразователя по напряжению:

$$K_U = \frac{U_{1m}}{U_y}. \quad (19)$$

Передаточная функция преобразователя по каналу регулирования частоты

$$W_{ПЧЧ}(p) = \frac{K_{\omega}}{T_{\mu} \cdot p + 1}, \quad (20)$$

где K_{ω} – коэффициент передачи преобразователя по частоте, $K_{\omega} = K_{\Pi}$.

Параметрический датчик (вычислитель) скорости представляется динамическим пропорциональным звеном с передаточной функцией

$$K_{ДС} = \frac{U_y}{\omega_{ном}}. \quad (21)$$

При моделировании регулятора допускается, что быстродействие и разрядность канала данных микропроцессорной системы достаточны для того, чтобы представить регулятор непрерывным динамическим звеном.

На выходе регулятора ставится нелинейность типа «ограничение», которая учитывает заданное в программе управления насыщение как интегрирующей части, так и всего регулятора в целом. Схема электропривода сетевого электронасоса в сочетании с моделью, учитывающей динамические и статические свойства системы магистральных трубопроводов как системы с распределенными параметрами [2], представлена на рис. 6.

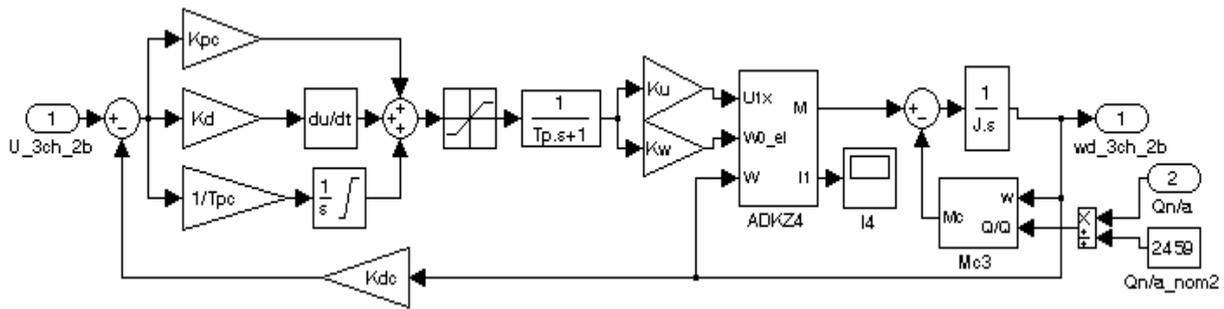


Рис. 6. Схема модели электропривода

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фигаро, Б. И.** Теория электропривода : учеб. пособие / Б. И. Фигаро, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2004. – 527 с.

2. **Автушенко, Н. А.** Моделирование систем горячего водоснабжения магистральных трубопроводов в среде MATLAB / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 1 (18). – 165 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
 Материал поступил 07.07.2008

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky, D. S. Kaplun
Choice of control elements of pump units
in hot water supply systems

Methods of estimation and calculation of electric part of hot water supply systems is considered in the article. A mathematical model in MATLAB has been developed. The article gives an assessment of reasonability of frequency regulation use, economy of different ways of using frequency converters. The article contains the algorithm of speed regulator calculation, which can be realized by frequency converter. The solution allows using the mathematical model for research of quasisteady processes, transients and non-stationary transients in heat power plants and in main lines of hot water supply.

УДК 621.1.016.4

Г. С. Ленеvский, канд. техн. наук, доц., А. Е. Моисеев, А. В. Жлоба

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА В ТЕРМОСТАТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Работа посвящена созданию математической модели протекания теплообменных процессов в термостатических установках, в которой учтены основные параметры, влияющие на характер протекания и качество процессов. Показана адекватность разработанной параметрической модели на основании математической модели экспериментальным данным, что подтверждает возможность её использования термостатическими установками для оптимизации конструкции и режимов работы.

В настоящее время в сельском хозяйстве для искусственного осеменения крупного рогатого скота используют криоконсервированный биологический материал элитных быков производителей. Для применения и исследования замороженный в жидком азоте биологический материал размораживают в специально разработанных для этих целей термостатических установках (термостатах) в строгом соответствии с требованиями международных и отечественных стандартов. Поскольку натурное исследование термостатов весьма затратно, то наиболее эффективным методом исследования технологических процессов, протекающих в них, является математическое моделирование с применением ЭВМ, которое позволяет найти лучшее конструктивное решение еще на стадии проектирования и определить оптимальные режимы работы устройства и его системы управления. Поэтому на стадии проектирования важны качество используемых расчетных методик, их адекватность, надежность в реализации и достоверность полученных результатов.

Конструкция термостата представлена на рис. 1. Термостат состоит из следующих основных элементов: 1 – корпус; 2 – стакан термостата в сборе; 3 – крышка; 4 – вода. Между корпусом и стаканом термостата имеется воздушный промежуток для уменьшения потерь тепловой энергии на излучение в окружающую

среду. Для обеспечения процесса стабилизации температуры в стакан наливается вода. Между верхней границей воды и крышкой также имеется воздушная прослойка. Во время проведения натуральных экспериментов было выявлено, что корпус термостата нагревается незначительно. В дальнейшем, при разработке математического описания и при составлении расчетной системы для определения распределения температур в разнородных составных элементах термостата, влияние, которое оказывает воздушный промежуток и корпус термостата, учитываться не будет.

Конструкция стакана термостата в сборе представлена на рис. 2. По своей конструкции стакан термостата 2 представляет собой в нижней части диск (основание), с которым сочленена боковая стенка. Стакан термостата снаружи и изнутри покрывается слоем полиэфирной краски. На внешней боковой стороне основания и стенки стакана термостата расположена диэлектрическая прокладка 3, которая предназначена для электрической изоляции поверхности стакана от нагревательного элемента 4. Для обеспечения стабилизации температуры в стакан термостата наливается вода 1. В верхней рабочей зоне стакана термостата с внешней стороны имеется зона, в которой устанавливается датчик температуры 5.

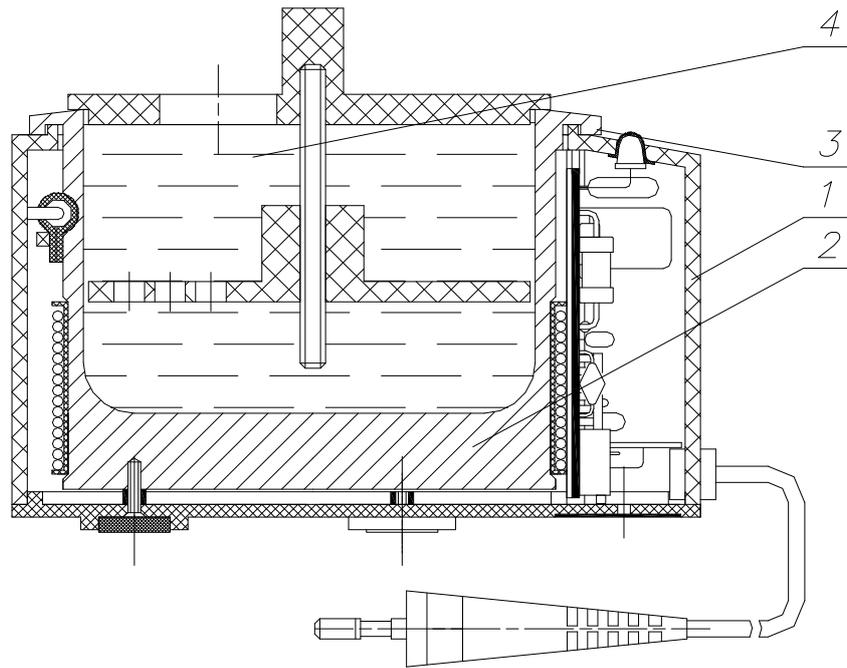


Рис. 1. Конструкция термостата

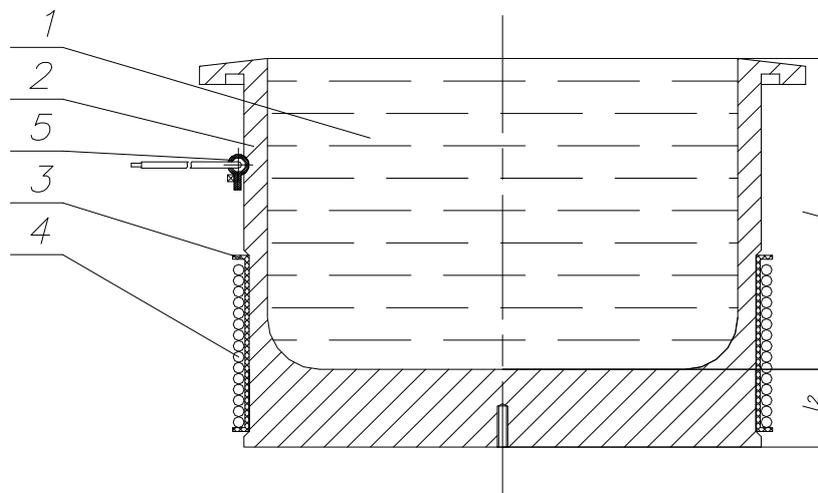


Рис. 2. Конструкция стакана термостата в сборе

Рассмотрим тепловые процессы, протекающие в стакане термостата. Их можно разделить на две составляющие: нагрев основания стакана термостата при подаче тепловой энергии со стороны нагревательного элемента и нагрев боковой стенки стакана термостата.

Тепловые процессы нагрева воды в стакане термостата также можно разде-

лить на две части: нагрев воды от поверхности основания стакана термостата и нагрев воды от внутренней поверхности боковой стенки стакана термостата. Результирующий процесс нагрева воды будет представлять суперпозицию двух процессов.

Теплообменные процессы в термостате можно разделить на два этапа:

«нагрев» и «стабилизация».

Нагрев. Теплофизические процессы функционально зависят от температуры и являются функцией времени. Это режимы, такие как нагрев нагревательного элемента; передача тепловой энергии от нагревательного элемента к основанию и боковой стенке стакана термостата; нагрев воды в стакане термостата от основания и боковой стенки стакана термостата от начальной температуры воды до температуры стабилизации.

Стабилизация. Режим стабилизации температуры воды в стакане на уровне

температуры стабилизации, когда тепловое состояние всей системы можно считать установившимся и не являющимся функцией времени.

Для описания нестационарных температурных полей необходимо решить задачу нестационарной теплопроводности для составного тела. Расчетная система для определения распределения температур в разнородных составных элементах термостата в нестационарном режиме приведена на рис. 3, толщина элементов представлена условно.

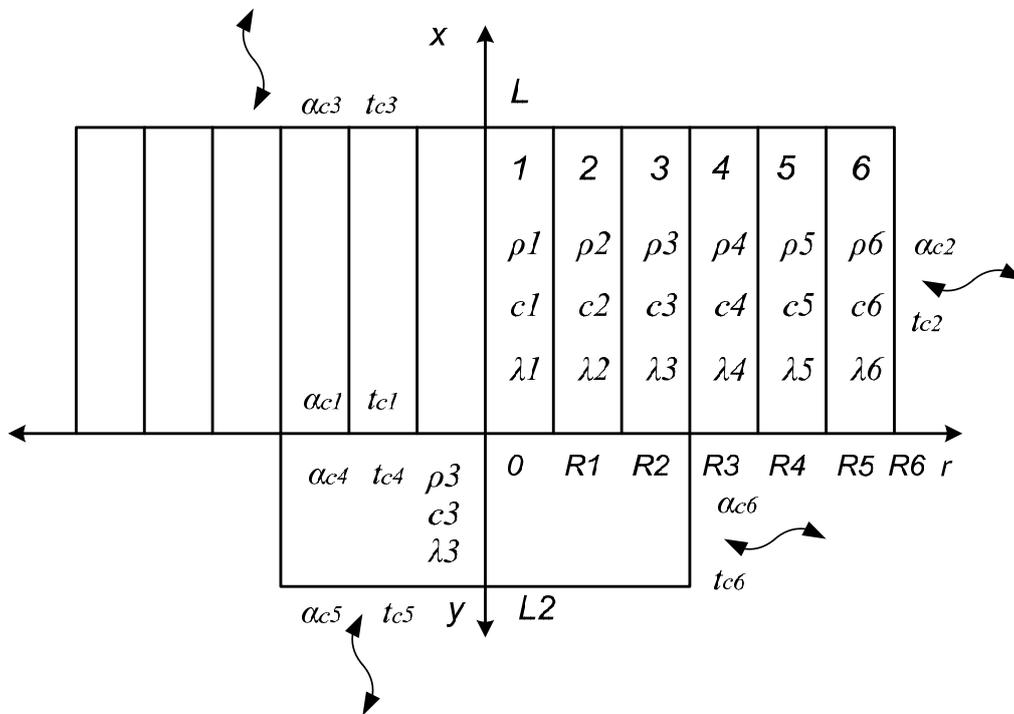


Рис. 3. Расчетная система для определения распределения температур в разнородных составных элементах термостата в нестационарном режиме: 1 – вода; 2 – полиэфирная краска; 3 – боковая стенка стакана термостата; 4 – полиэфирная краска; 5 – диэлектрическая прокладка; 6 – нагревательный элемент

Задача теплопроводности для составного тела [1] может быть решена следующим образом. Решаются соответствующие задачи нестационарной теплопроводности для каждого из контактирующих тел независимо друг от друга при произвольных температурах на поверхности контакта (или произвольных тепловых по-

токах через поверхность контакта). Затем из граничных условий 4-го рода на поверхности контакта определяются функции, первоначально заданные как произвольные.

Тогда решение задачи нестационарной теплопроводности для расчетной системы, представленной на рис. 3,

разбивается на три этапа.

1 Решение задачи нестационарной теплопроводности для шестислойного (вода–полиэфирная краска–боковая стенка стакана термостата–полиэфирная краска–диэлектрическая прокладка–нагревательный элемент) сплошного ограниченного цилиндра с произвольным начальным распределением тепловых потоков, граничными условиями 4-го рода на поверхности контакта слоёв и неоднородными несимметричными граничными условиями 3-го рода на торцевых поверхностях и боковой внешней границе.

2 Решение задачи нестационарной теплопроводности для сплошного граничного цилиндра (основание стакана термостата) с произвольным начальным распределением и неоднородными несимметричными граничными условиями 3-го на торцевых и боковых поверхностях.

3 После решения соответствующих задач нестационарной теплопроводности для каждого из контактирующих тел независимо друг от друга (первый и второй этапы) из граничных условий 4-го рода на поверхности контакта определяются функции, первоначально заданные как произвольные.

Пространственное нестационарное температурное поле может быть описано дифференциальным уравнением Фурье-Кирхгофа [2]. Уравнение имеет вид:

$$c_p \rho \frac{dt}{d\tau} = \text{div}(\lambda \nabla t) + Q_v + \frac{dp}{d\tau} + \eta \Phi_v + S_v, \quad (1)$$

где t – температура, определяемая как функция пространственных координат α , β , γ и времени τ , $t = t(\alpha, \beta, \gamma, \tau)$; $\frac{dt}{d\tau}$ – полная производная температуры в цилиндрических координатах;

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + v_r \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{v_\Theta}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial \Theta} + v_z \frac{\partial t}{\partial z}; \quad (2)$$

$\text{div}(\lambda, \nabla t)$ – перенос тепла теплопроводностью в цилиндрических координатах:

$$\begin{aligned} \text{div}(\lambda, \nabla t) = & \frac{\partial \lambda}{\partial r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial \Theta} \cdot \frac{\partial t}{\partial \Theta} + \\ & + \frac{\partial \lambda}{\partial z} \cdot \frac{\partial t}{\partial z} + \lambda \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \times \right. \\ & \left. \times \frac{\partial^2 t}{\partial \Theta^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right); \quad (3) \end{aligned}$$

c_p – удельная теплоемкость; ρ – плотность; τ – время; λ – коэффициент теплопроводности; Q_v – суммарная удельная мощность объемных источников тепла; $dt/d\tau$ – работа сил давления; η – коэффициент вязкости; Φ_v – диссипативная функция Релея; S_v – суммарная удельная работа внешних сил в процессе диффузионного переноса.

Тогда для решения задачи нестационарной теплопроводности примем, что $t_{c1}, t_{c2}, t_{c3}, t_{c4}, t_{c5}, t_{c6}$ – температура окружающей среды соответственно; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6$ – коэффициенты теплопроводности материалов слоёв соответственно; $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$ – радиусы первого, второго, третьего, четвертого, пятого и шестого слоёв соответственно; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ – коэффициенты конвективной теплоотдачи от внешних поверхностей в окружающую среду соответственно; $a_1^2, a_2^2, a_3^2, a_4^2, a_5^2, a_6^2$ – коэффициенты температуропроводности слоёв соответственно; $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4, \rho_5, \rho_6$ – плотность материалов слоёв соответственно; $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$ – теплоёмкость материалов слоёв соответственно; l – высота рабочей зоны термостата; l_2 – высота основания стакана термостата.

Тогда на первом этапе задача примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t_i(x, r_i, \tau)}{\partial \tau} = & a_i^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 t_i(x, r_i, \tau)}{\partial x^2} + \right. \\ & \left. + \frac{\partial^2 t_i(x, r_i, \tau)}{\partial r_i^2} + \frac{1}{r_i} \cdot \frac{\partial t_i(x, r_i, \tau)}{\partial r_i} \right); \\ & i = 1, 2, \dots, 6; \quad 0 < x \leq l; \\ & \tau > 0; \quad R_{i-1} \leq r_i \leq R_i; \quad (4) \end{aligned}$$

$$t_i(x, r_i, \tau) = f_i(x, r_i); \quad (5)$$

$$\frac{\partial t_1(x, 0, \tau)}{\partial r_1} = 0; \quad (6)$$

$$\lambda_i \cdot \frac{\partial t(0, r_i, \tau)}{\partial x} - \alpha_{c1}(t(0, r_i, \tau) - t_{c1} + t_{c2}) = 0; \quad (7)$$

$$\lambda_i \cdot \frac{\partial t(l, r_i, \tau)}{\partial x} - \alpha_{c3}(t(l, r_i, \tau) - t_{c3} + t_{c2}) = 0; \quad (8)$$

$$\lambda_6 \cdot \frac{\partial t_6(x, R_6, \tau)}{\partial r_6} + \alpha_{c2} \cdot (t_6(x, R_6, \tau) - t_{c2}) = 0; \quad (9)$$

$$t_j(x, R_j, \tau) = t_{j+1}(x, R_j, \tau);$$

$$\lambda_j \cdot \frac{\partial t_j(x, R_j, \tau)}{\partial r_j} = \lambda_{j+1} \cdot \frac{\partial t_{j+1}(x, R_j, \tau)}{\partial r_{j+1}},$$

$$j = 1, 2, \dots, 5. \quad (10)$$

На втором этапе задача примет вид:

$$\frac{\partial t_3(x, r_3, \tau)}{\partial \tau} = a_3^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 t_3(y, r_3, \tau)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t_3(y, r_3, \tau)}{\partial r_3^2} + \frac{1}{r_3} \cdot \frac{\partial t_3(y, r_3, \tau)}{\partial r_3} \right); \quad (11)$$

$$0 < y < l_2; \quad 0 < r_3 < R_3;$$

$$t(y, r_3, \tau) = f(y, r_3) - t_{c6}; \quad (12)$$

$$\frac{\partial t_3(y, 0, \tau)}{\partial r_3} = 0; \quad (13)$$

$$\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_3(0, r_3, \tau)}{\partial y} - \alpha_{c4} \times$$

$$\times (t_3(0, r_3, \tau) - t_{c4} + t_{c6}) = 0; \quad (14)$$

$$\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_3(l_2, r_3, \tau)}{\partial y} + \alpha_{c5} \times$$

$$\times (t_3(l_2, r_3, \tau) - t_{c5} + t_{c6}) = 0; \quad (15)$$

$$\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_3(y, R_3, \tau)}{\partial r_3} + \alpha_{c6} \cdot t_3(y, R_3, \tau) = 0. \quad (16)$$

Задача нестационарной теплопроводности на третьем этапе примет вид:

$$t_{c3}(0, r, \tau) = t_{c4}(0, r, \tau); \quad (17)$$

$$\lambda_1 \cdot \frac{\partial t_{c3}(0, r, \tau)}{\partial x} = -\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_{c4}(0, r, \tau)}{\partial y}; \quad (18)$$

$$\lambda_2 \cdot \frac{\partial t_{c3}(0, r, \tau)}{\partial x} = -\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_{c4}(0, r, \tau)}{\partial y}; \quad (19)$$

$$\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_{c3}(0, r, \tau)}{\partial x} = -\lambda_3 \cdot \frac{\partial t_{c4}(0, r, \tau)}{\partial y}. \quad (20)$$

Для определения температурных полей в стационарном режиме используем следующую расчетную систему: вода–боковая стенка стакана термостата–диэлектрическая прокладка–нагревательный элемент–воздух. Данную систему можно представить в виде трехслойного цилиндрического элемента, снаружи охлаждаемого воздухом, а внутри контактирующего с водой. Коэффициенты теплопроводности слоев примем независимыми от температуры, а тепловой контакт между слоями примем идеальным. Расчетная система приведена на рис. 4.

Примем, что T_B – температура воды в стакане термостата; T_O – температура окружающей среды; T_1 и T_2 – температура стенок внутренних слоев соответственно; T_3 и T_4 – температура стенок на границе вода–стакан термостата и нагревательный элемент–окружающая среда соответственно; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты теплопроводности материалов слоев соответственно; d_1, d_2, d_3, d_4 – диаметры первого, второго, третьего и четвертого слоев соответственно; R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы первого, второго, третьего и четвертого слоев соответственно; α_1 и α_2 – коэффициенты конвективной теплоотдачи воды и окружающей среды соответственно; l – высота рабочей зоны термостата.

Тогда по закону Фурье для кольцевого слоя [3]:

$$Q_1 = -2\lambda_1\pi r l \left(\frac{dt}{dr} \right), \quad (21)$$

где Q_1 – тепловой поток в боковой стенке стакана термостата; λ_1 – коэффициент теплопроводности материала стакана термостата; r – радиус; l – высота рабочей зоны термостата.

Разделяя переменные, получаем

$$dt = -(Q/2\pi\lambda_1 l) \cdot (dr/r). \quad (22)$$

Интегрируя уравнение (22) в пределах от T_B до T_1 и от R_1 до R_2 при $\lambda_1 = const$

$$T_B - T_1 = (Q/2\pi\lambda_1 l) \ln \frac{R_2}{R_1},$$

откуда

$$Q_1 = (2\pi\lambda_1 l \cdot (T_B - T_1)) / (\ln(\frac{d_2}{d_1})). \quad (23)$$

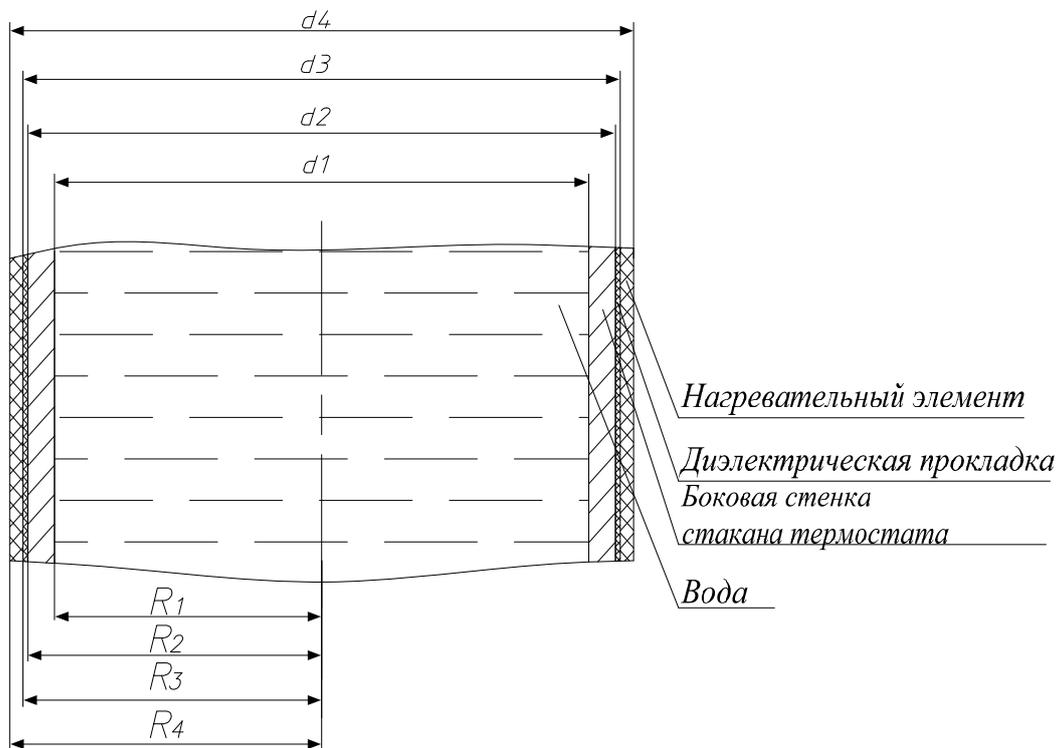


Рис. 4. Расчетная система для определения распределения температур в разнородных стенках, соприкасающихся с водой и воздухом в стационарном режиме

Из анализа (23) видно, что распределение температур в слое представляет собой логарифмическую кривую. Общая температурная кривая представляет собой множество логарифмических кривых. При стационарном режиме через все слои проходит один и тот же тепловой поток, который для каждого слоя равен соответственно:

$$\begin{cases} Q_1 = (2\pi\lambda_1 l \cdot (T_B - T_1)) / (\ln(\frac{d_2}{d_1})); \\ Q_2 = (2\pi\lambda_2 l \cdot (T_1 - T_2)) / (\ln(\frac{d_3}{d_2})); \\ Q_3 = (2\pi\lambda_3 l \cdot (T_2 - T_0)) / (\ln(\frac{d_4}{d_3})), \end{cases} \quad (24)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 – тепловые потоки в стакане термостата, диэлектрической про-

кладке и нагревательном элементе соответственно; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты теплопроводности в стакане термостата, диэлектрической прокладке и нагревательном элементе соответственно.

Решая уравнения (24) относительно разности температур, получаем

$$T_B - T_O = \frac{Q}{2\pi l} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right),$$

откуда

$$Q = \frac{2\pi l(T_B - T_O)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \quad (25)$$

Необходимо также учесть передачу тепла от нагревающейся воды внутри рабочей зоны стакана термостата в окружающую среду через слои. Тогда тепловой поток можно представить следующим образом:

$$Q = \pi \cdot l(T_B - T_O) / \left[\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \times \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \times \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_4} \right]. \quad (26)$$

Тогда температуру между слоями находим следующим образом:

$$\begin{cases} T_1 = T_B - \frac{Q \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda_1 l}; \\ T_2 = T_1 - \frac{Q \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}}{2\pi\lambda_2 l}, \end{cases} \quad (27)$$

откуда

$$\begin{cases} T_1 = T_B - \left[(T_B - T_O) \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} / \left(\frac{2 \cdot \lambda_1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{\lambda_1}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{2 \cdot \lambda_1}{\alpha_1 \cdot d_1} \right) \right]; \\ T_1 = T_B - \left[(T_B - T_O) \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} / \left(\frac{2 \cdot \lambda_2}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{\lambda_2}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{2 \cdot \lambda_2}{\alpha_1 \cdot d_1} \right) \right]. \end{cases} \quad (28)$$

Для решения рассматриваемого класса задач теплопроводности наиболее удобным оказывается метод конечных интегральных преобразований [4]. Этот метод унифицирован; позволяет получать решение в случае неоднородных граничных условий без представления задачи в виде совокупности стационарной и нестационарной; допускает преобразование по нескольким (или всем) координатам одновременно, а также по координатам, вдоль которых свойства среды изменяются ступенчато, что позволяет переходить от системы дифференциальных уравнений в частных производных в оригиналах к одному обыкновенному дифференциальному уравнению в изображениях.

Для приведенного математического описания (1)...(28) термостата (рис. 1) была разработана трёхмерная параметрическая модель. Модель учитывает механические и физические свойства жидкости и составных частей термостата и позволяет задавать различные граничные условия. Для термостата были произведены расчеты тепловых процессов. Для расчетов применено специализированное программное обеспечение (CosmosWorks). Анализ результатов экспериментальных исследований тер-

мостата и результатов исследований трехмерной параметрической модели термостата показал адекватность математического описания термостата и разработанной на основании этого математического описания трехмерной параметрической модели.

Выводы

1. Рассмотрены процессы, протекающие в термостатических установках, и предложено решение задачи протекания теплообменных процессов, в котором учтены основные параметры, влияющие на характер протекания и качество процессов.

2. Рекомендована методика решения данного класса задач теплопроводности методом конечных интегральных преобразований, граничными условиями 3 и 4 рода и соответствующими начальными условиями.

3. Разработанная трехмерная параметрическая модель может быть использована для исследования и оптимизации конструкции и режимов работы термостатических установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Туголуков, Е. Н.** Математическое моделирование технологического оборудования многоассортиментных химических производств / Е. Н. Туголуков. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 100 с.

2. **Лыков, А. В.** Тепломассообмен : справочник / А. В. Лыков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергия, 1978. – 480 с.

3. **Нашокин, В. В.** Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособие для неэнергетических специальностей вузов / В. В. Нашокин. – М. : Высш. шк., 1975. – 496 с. : ил.

4. **Туголуков, Е. Н.** Решение задач теплопроводности методом конечных интегральных преобразований : учеб. пособие / Е. Н. Туголуков. – Тамбов : Тамб. гос. техн. ун-т, 2005. – 116 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.07.2008

H. S. Lenevsky, A. E. Moiseev, A. V. Zhloba Mathematical simulation of heating processes in thermostatic installations

The article is devoted to creating a mathematical model of heat-exchange process behavior in thermostatic installations in which basic parameters influencing the history and quality of the process are taken into account. Adequacy of the developed parameter-oriented model on the basis of mathematical model to experimental data has been shown. It proves the possibility to use the model for optimization of the structure and modes of operation of thermostatic installations.

УДК621.314

О. Н. Парфенович, канд. техн. наук, доц., А. С. Третьяков

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЕ ДАС С ДВУХРОТОРНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКОЙ

В статье излагаются краткие сведения о конструкции асинхронного электродвигателя с двухроторной электромеханикой, анализируются методы расчёта тепловых режимов. На основе выбранного метода эквивалентных тепловых схем замещения разработаны схема тепловых потоков рассматриваемого электродвигателя, упрощённые структурные тепловые схемы замещения, представлена методика расчёта тепловых процессов. Приводятся расчётные данные температур отдельных узлов рассматриваемого электродвигателя. Приведены экспериментальные данные тепловых испытаний и технических характеристик асинхронных электродвигателей.

Электродвигатели по конструктивной схеме ДАС специально предназначены для работы с регулятором напряжения в цепи статора.

Особенности конструкции рассматриваемого электродвигателя приведены на рис. 1.

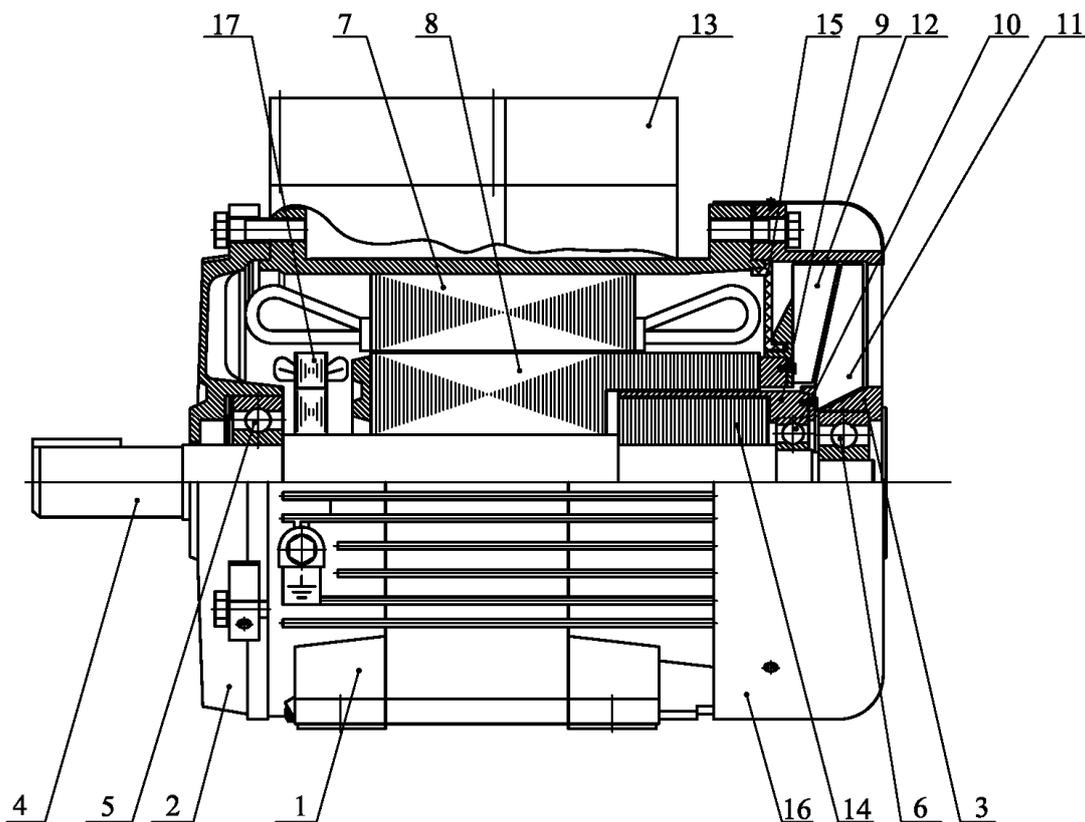


Рис. 1. Особенности конструкции асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с двухроторной электромеханикой (ДАС – 12): 1 – станина электродвигателя; 2, 3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5, 6 – подшипники силового ротора; 7 – магнитопровод статора с обмоткой; 8 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 9 – малый ротор вентилятора; 10 – подшипник малого ротора вентилятора; 11 – вентилятор, закрепленный на малом роторе; 12 – лопасти теплорассеивателя вентилятора силового ротора; 13 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования; 14 – магнитопровод малого ротора вентилятора; 15 – кольцевая перегородка; 16 – кожух; 17 – датчик скорости

Во время работы электродвигателя обеспечивается интенсивный отвод тепловых потерь от силового ротора 8 через стержневую обмотку к лопастям теплорассеивателя вентилятора 12. Принудительная вентиляция при работе электродвигателя на естественной и регулировочных характеристиках осуществляется также при помощи вентилятора 11, закрепленного на малом роторе 9, который вращается с постоянной частотой, не зависящей от частоты вращения силового ротора. Вращающий момент малого ротора вентилятора 9 обеспечивается благодаря потокосцеплению со стержневой обмоткой выступающей части силового ротора 8.

При работе электродвигателя на регулировочных характеристиках и в пускотормозных режимах имеет место эффект частотного сжатия тока в стержнях выступающей части ротора, что приводит к увеличению $\cos \varphi$, уменьшению пускового тока, увеличению пускового момента электродвигателя и момента, допустимого по условиям нагрева. За счёт улучшения условий теплопроводности и теплоотдачи массогабаритные параметры электродвигателя на 1 кВт полезной мощности используются более эффективно при его работе и на естественной характеристике [1].

Среди известных в настоящее время методов теплового расчета электродвигателей [2–5] наиболее приемлемым (по причине оригинальности рассматриваемой конструкции электродвигателя) является метод экспериментального моделирования. В этом случае на физических моделях или макетах экспериментально определяются перепады температур на отдельных узлах электродвигателя, происходящие на пути движения тепловых потоков от источников теплоты к окружающей среде. Чтобы экспериментальные данные можно было использовать для широкого класса однотипных поверхностей, их обычно выражают с помощью безразмерных чисел. Данный метод весьма трудоемкий и целесообразен в том случае, если модель двигателя кон-

структивно и по электрическим параметрам уже отработана и оптимизирована.

Нельзя в нашем случае применить для теплового расчета электродвигателя и достаточно простой метод эквивалентных греющих потерь, поскольку коэффициенты, применяемые при расчетах по этому методу, получены на типовых отработанных конструкциях электродвигателей.

Сложным, но более логичным применительно к новой оригинальной конструкции электродвигателя ДАС-12 с двухроторной электромеханикой является метод расчета с помощью тепловых схем замещения. Тепловая схема замещения составляется на основе анализа тепловых потоков в отдельных узлах двигателя. Относительно полная картина тепловых потоков рассматриваемого электродвигателя приведена на рис. 2.

На указанном рисунке в одинарных окружностях условно обозначены температуры узлов и участков электродвигателя – соответствующих «однородных тел», где выделяются тепловые потери работающего электродвигателя, в частности [5]:

– θ_n – температура в пазовой части статорной обмотки, где выделяются потери ΔP_n ;

– θ_z^1 – температура в зубцах статора, где выделяются потери ΔP_z^1 ;

– θ_c^1 – температура в ярме статора, где выделяются потери ΔP_c^1 ;

– θ_l^1, θ_l^2 – температуры в лобовых частях обмотки статора, где выделяются потери $\Delta P_l^1, \Delta P_l^2$;

– θ_a – температура в пазовой части токопроводящих стержней ротора, где выделяются потери ΔP_a ;

– θ_z^2 – температура в зубцах силового ротора, где выделяются потери ΔP_z^2 ;

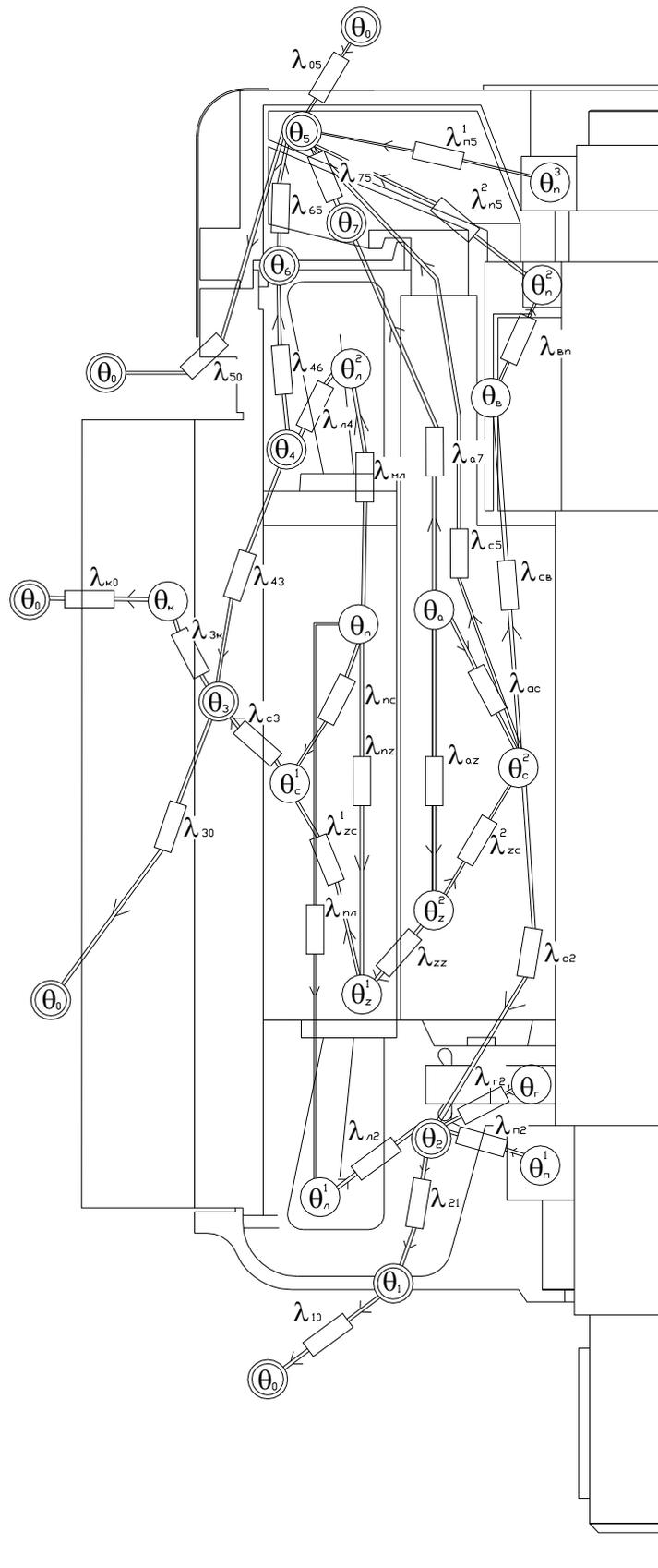


Рис. 2. Картина тепловых потоков электродвигателя ДАС-12

- θ_c^2 – температура в железе силового ротора, где выделяются потери ΔP_c^2 ;
- θ_g – температура в стакане ротора вентилятора, где выделяются потери ΔP_g ;
- θ_z – температура тахогенератора, где выделяются потери ΔP_z ;
- θ_k – температура внутри клеммной коробки, где выделяются потери ΔP_k ;
- $\theta_n^1, \theta_n^2, \theta_n^3$ – температуры подшипников, где выделяются потери $\Delta P_n^1, \Delta P_n^2, \Delta P_n^3$.

В двойных окружностях обозначены температуры «однородных тел» – конструктивных элементов электродвигателя, через которые проходят тепловые потоки, в частности [5]:

- θ_0 – температура окружающей среды;
- θ_1 – температура подшипникового щита со стороны рабочего конца вала;
- θ_2 – температура воздуха в закрытой зоне внутри электродвигателя со стороны рабочего конца вала;
- θ_3 – температура станины;
- θ_4 – температура воздуха в закрытой зоне внутри двигателя со стороны вентиляторного узла;
- θ_5 – температура воздуха в зоне вентиляторного узла;
- θ_6 – температура в кольцевой перегородке;
- θ_7 – температура полостей вентилятора силового ротора.

Тепловые потоки распространяются в электродвигателе в следующих направлениях. Тепловой поток пазовой части статорной обмотки передается лобовым частям с тепловыми проводимостями λ_{nl} , зубцам и в ярмо статора – с тепловыми проводимостями λ_{nz} и λ_{nc} , от зубцов в ярмо статора – λ_{zc}^1 . Тепловой поток с лобовых частей обмотки статора передается внутреннему воздуху с теплыми

проводимостями λ_{n2} и λ_{n4} . Тепловой поток от пазовой части токопроводящих стержней силового ротора передается на лопасти вентилятора-радиатора (тепловая проводимость λ_{a7}), в зубцовую зону ротора (тепловая проводимость λ_{az}), в железо ротора (тепловая проводимость λ_{ac}), от зубцов в железо ротора (тепловая проводимость λ_{zc}^2). Тепловые потоки от ротора через тепловые проводимости λ_{zz} и λ_{zc}^1 передаются в ярмо статора и дальше через тепловую проводимость λ_{c3} в станину электродвигателя. Внутренний воздух в левой части электродвигателя с температурой θ_2 , принимая также через тепловую проводимость λ_{n2} тепло от механических потерь ΔP_n и через тепловую проводимость λ_{c2} тепло от тахогенератора, через тепловую проводимость λ_{21} передает тепловой поток подшипниковому щиту. Подшипниковый щит через тепловую проводимость λ_{10} передает тепло в охлаждающую среду с температурой θ_0 . Станина с температурой θ_3 через тепловую проводимость λ_{30} передает тепло в окружающую среду, а через тепловую проводимость θ_{3k} – в клеммную коробку с температурой θ_k , отсюда через тепловую проводимость λ_{ko} тепловой поток рассеивается в окружающей среде с температурой θ_0 .

Внутренний воздух в правой части электродвигателя с температурой θ_4 через тепловую проводимость λ_{43} передает тепло в станину, через тепловую проводимость λ_{46} – в кольцевую перегородку с температурой θ_6 , далее через тепловую проводимость λ_{65} – в воздушную зону вентиляторного охлажде-

ния с температурой θ_5 , где нагретый воздух охлаждается воздушным потоком с температурой θ_0 окружающей среды.

Воздушная зона интенсивного вентиляторно-радиаторного охлаждения имеет температуру θ_5 , которая формируется путём передачи тепла от соответствующих «однородных тел» электродвигателя через тепловые проводимости: λ_{65} – от кольцевой перегородки; λ_{75} – от полостей вентилятора-радиатора силового ротора; λ_{c5} – от магнитопровода силового ротора; $\lambda_{n5}^1, \lambda_{n5}^2$ – от силового подшипника – и подачей в указанную зону охлаждающего воздуха с температурой θ_0 через тепловую проводимость λ_{05} . Тепло от токопроводящих стержней ротора передаётся через тепловую проводимость λ_{a7} в полости вентилятора силового ротора.

На основании приведённой на рис. 2 картины тепловых потоков электродвигателя ДАС-12 может быть составлена тепловая схема замещения, состоящая из 22 «однородных тел», связанных между собой 32 тепловыми проводимостями. Такая схема замещения описывается 22

уравнениями теплового баланса. Для снижения порядка системы уравнений при незначительном снижении точности расчётов рассматриваемый электродвигатель можно представить состоящим из 9 «однородных тел»: статора с обмоткой (температура θ_c), ротора силового со стержневой обмоткой и вентилятором – теплоотсеивателем (θ_p), ротора вспомогательного с лопастями вентилятора (θ_e), воздушной зоны левой лобовой части (θ_2), станины (θ_3), воздушной зоны правой лобовой части (θ_4), воздушной зоны вентиляторно-радиаторного охлаждения (θ_5), подшипникового щита левого (θ_1), клеммной коробки с встроенным тиристорным регулятором напряжения (θ_k). Упрощенная тепловая схема замещения рассматриваемого электродвигателя представлена на рис. 3. Данная тепловая схема описывается следующей системой уравнений теплообмена:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_c &= \theta_c \cdot (\lambda_{n2} + \lambda_{n4} + \lambda_{zz} + \lambda_{c3}) - \theta_2 \cdot \lambda_{n2} - \theta_3 \cdot \lambda_{c3} - \theta_p \cdot \lambda_{zz} - \theta_4 \cdot \lambda_{n4}; \\
 \Delta P_p &= \theta_p \cdot (\lambda_{c2} + \lambda_{p2} + \lambda_{zz} + \lambda_{ce}) - \theta_2 \cdot \lambda_{c2} - \theta_5 \cdot \lambda_{p2} - \theta_c \cdot \lambda_{zz} - \theta_e \cdot \lambda_{ce}; \\
 \Delta P_e &= \theta_e \cdot (\lambda_{ce} + \lambda_{p3}) - \theta_p \cdot \lambda_{ce} - \theta_5 \cdot \lambda_{p3}; \\
 \Delta P_k &= \theta_k \cdot (\lambda_{3k} + \lambda_{k0}) - \theta_3 \cdot \lambda_{3k} - \theta_0 \cdot \lambda_{k0}; \\
 0 &= \theta_1 \cdot (\lambda_{10} + \lambda_{21}) - \theta_0 \cdot \lambda_{10} - \theta_2 \cdot \lambda_{21}; \\
 0 &= \theta_2 \cdot (\lambda_{21} + \lambda_{n2} + \lambda_{c2}) - \theta_c \cdot \lambda_{n2} - \theta_p \cdot \lambda_{c2} - \theta_1 \cdot \lambda_{21}; \\
 0 &= \theta_3 \cdot (\lambda_{30} + \lambda_{3k} + \lambda_{c3}) - \theta_0 \cdot \lambda_{30} - \theta_k \cdot \lambda_{3k} - \theta_c \cdot \lambda_{c3}; \\
 0 &= \theta_4 \cdot (\lambda_{p1} + \lambda_{n4}) - \theta_c \cdot \lambda_{n4} - \theta_5 \cdot \lambda_{p1}; \\
 0 &= \theta_5 \cdot (\lambda_{50} + \lambda_{05} + \lambda_{p1} + \lambda_{p-} + \lambda_{p3}) - \theta_0 \cdot \lambda_{50} - \theta_0 \cdot \lambda_{05} - \theta_4 \cdot \lambda_{p1} - \theta_p \cdot \lambda_{p2} - \theta_e \cdot \lambda_{p3}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Вместо контура теплопередачи $\lambda_{56} - \theta_6 - \lambda_{65}$ введена тепловая проводимость λ_{p1} .

Вместо контура теплопередачи $\lambda_{a7} - \theta_7 - \lambda_{75}$ и параллельно включенной этому контуру проводимости λ_{c5} введе-

на тепловая проводимость λ_{p2} . Вместо контура теплопередачи $\lambda_{en} - \theta_n - \lambda_{n5}^2$ введена тепловая проводимость λ_{p3} .

В системе уравнений (1) параметры θ означают превышение температуры над температурой окружающей среды ($\theta_0 = 0$ °C), параметры ΔP определяют потери в соответствующих «однородных телах», в частности:

– потери в статоре

$$\Delta P_c = \Delta P_m^1 + \Delta P_z^1 + \Delta P_c^1 + \Delta P_l^1 + \Delta P_n^2; \quad (2)$$

– потери в силовом роторе

$$\Delta P_p = \Delta P_a^1 + \Delta P_z^2 + \Delta P_c^2; \quad (3)$$

– потери механической части в роторе вентилятора

$$\Delta P_g = \Delta P_n^3 + \Delta P_c^3 + \Delta P_n^2; \quad (4)$$

– потери ΔP_k – потери в клеммной коробке от тиристорного регулятора напряжения.

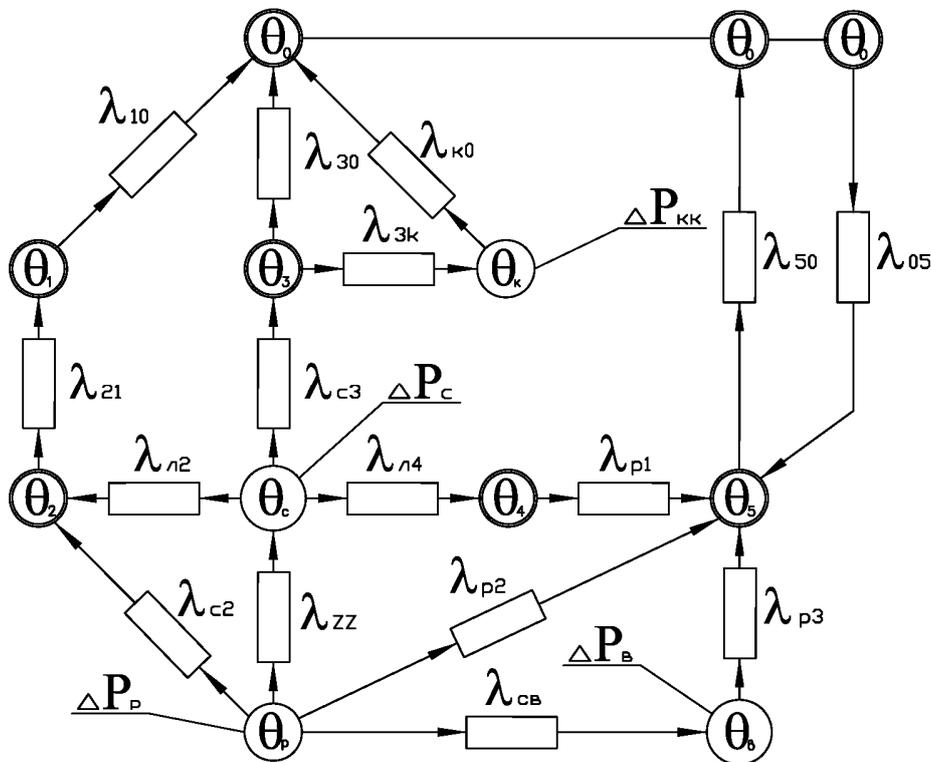


Рис. 3. Упрощённая структурная тепловая схема замещения электродвигателя ДАС-12

Поскольку основным контрольным параметром теплового расчета электродвигателя является температура перегрева обмотки статора, то на основании расчетов по уравнениям (1)...(4) определяются температурные поля $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_p$ в зависимости от тока статора: в номинальном режиме и при работе электродвигателя на

регулирующих характеристиках. Затем, в соответствии с картиной тепловых потоков (рис. 2), строится структурная тепловая схема замещения статора электродвигателя (рис. 4).

На рис. 4 составляется система уравнений теплового баланса в статоре электродвигателя:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_c^1 &= \theta_c^1 \cdot (\lambda_{c3} + \lambda_{zc} + \lambda_{nc}) - \\
 &- \theta_3 \cdot \lambda_{c3} - \theta_n \cdot \lambda_{nc} - \theta_z^1 \cdot \lambda_{zc}; \\
 \Delta P_m^1 &= \theta_n^1 \cdot (2 \cdot \lambda_{ml} + \lambda_{nc} + \lambda_{nz}) - \\
 &- \lambda_{ml} \cdot (\theta_l^1 + \theta_l^2) - \theta_c^1 \cdot \lambda_{nc} - \theta_z^1 \cdot \lambda_{nz}; \\
 \Delta P_z^1 &= \theta_z^1 \cdot (\lambda_{zc}^1 + \lambda_{nz} + \lambda_{zz}) - \\
 &- \theta_c^1 \cdot \lambda_{zc}^1 - \theta_n \cdot \lambda_{nz} - \theta_p \cdot \lambda_{zz}; \\
 \Delta P_l^1 &= \theta_l^1 \cdot (\lambda_{ml} + \lambda_{l2}) - \\
 &- \theta_2 \cdot \lambda_{l2} - \theta_n \cdot \lambda_{ml}; \\
 \Delta P_l^2 &= \theta_l^2 \cdot (\lambda_{l4} + \lambda_{ml}) - \\
 &- \theta_4 \cdot \lambda_{l4} - \theta_n \cdot \lambda_{ml}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Решение этих уравнений позволяет определить температуру перегрева обмотки статора электродвигателя в функ-

ции от потерь, тока статора, потребляемой и полезной мощности электродвигателя. По рассмотренной методике была рассчитана тепловая модель электродвигателя в модификации ДАС-12 (см. рис. 1), разработанного на базе стандартного АИРС 100S4 для общепромышленного применения. Результаты тепловых и вентиляционных расчётов позволили определить номинальные параметры электродвигателя ДАС-12. Расчётные параметры электродвигателя ДАС-12 в сравнении с базовой моделью АИРС 100S4 и аналогом фирмы «Сименс» приведены в табл. 1.

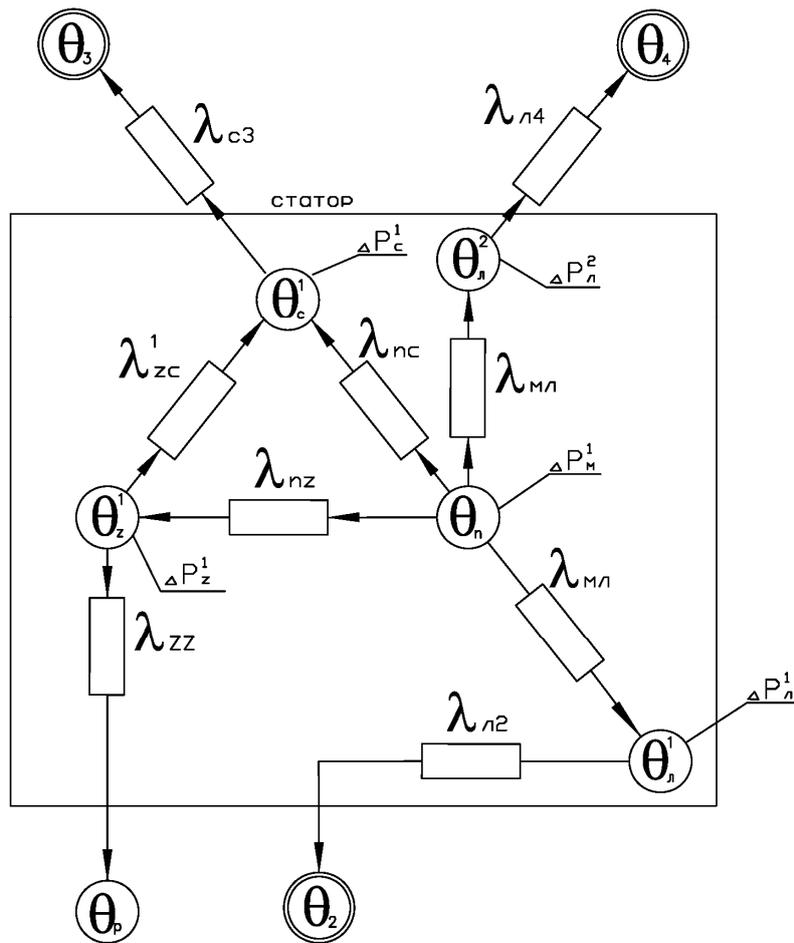


Рис. 4. Структурная тепловая схема замещения статора электродвигателя ДАС-12

Табл. 1. Характеристики асинхронных электродвигателей

Техническая характеристика	ДАС-12	АИРС 100S4	CM300/400 («Сименс», ФРГ) (аналог)
Мощность, Вт	3500	2300	3000
Напряжение, В	380	380	380
Ток, А	7,8	5,76	6,92
Частота, Гц	50	50	50
Скольжение	4,5	4,8	5,7
Частота вращения, об/мин	1433	1428	1415
Момент номинальный, Н·м	23,4	15,4	20,2
Ток холостого хода, А	0,5	4,5	0,3
КПД номинальный, %	82	78	81,5
Cos(f) номинальный	0,83	0,78	0,81
Кратность пускового тока I_p/I_n	3,5	6,2	6
Кратность пускового момента M_p/M_n	2,55	2,8	2,8
Кратность максимального момента M_{max}/M_n	2,6	3,1	3
Кратность минимального момента M_{min}/M_n	2,5	2,27	2,2
Момент, допустимый по условиям нагрева при $n = 0$ Н·м	6,0	0,5	8
Диапазон регулирования напряжением при вентиляторной нагрузке	10–100	1,5	1000 (частотное регулирование)
Допустимая частота пускотормозных циклов при $J = 6 \cdot J_{дв}$	До 400	До 80	До 120
Габариты, мм	366×270×240	360×245×240	360×289×240
Масса, кг	28,8	27,9	28
Цена, у. е.	300	200	1000

На основании полученных расчетных значений температур перегрева электродвигателя ДАС–12 с параметрами, указанными в табл. 1, построена картина распределения температур по продольному (рис. 5) и поперечному (рис. 6) сечениям рассматриваемого электродвигателя.

Достаточная корректность тепловых расчетов электродвигателя ДАС–12 по разработанной методике была подтверждена результатами соответствующих расчетов и тепловых исследований электродвигателя в модификации ДАС–10 [1] в условиях испытательной лаборатории РУП Могилевский завод «Электродвига-

тель», проведенных по ГОСТ 183–74. Результаты испытаний и расчетов показали, что номинальный режим этого электродвигателя определяется при ПВ – 100 %: напряжением 220/380 В, током фазы 7,1 А, частотой 50 Гц, мощностью 2500 Вт, моментом на валу 17,6 Н·м. При этом температура перегрева обмотки статора электродвигателя $\theta_n = 80$ °С, абсолютная (относительно 0 °С) температура $\theta_{но} = 120$ °С. Указанный электродвигатель был разработан и изготовлен в модификации с повышенными пускотормозными и регулировоч-

ными характеристиками при работе от тиристорного регулятора напряжения как макет лифтового электродвигателя.

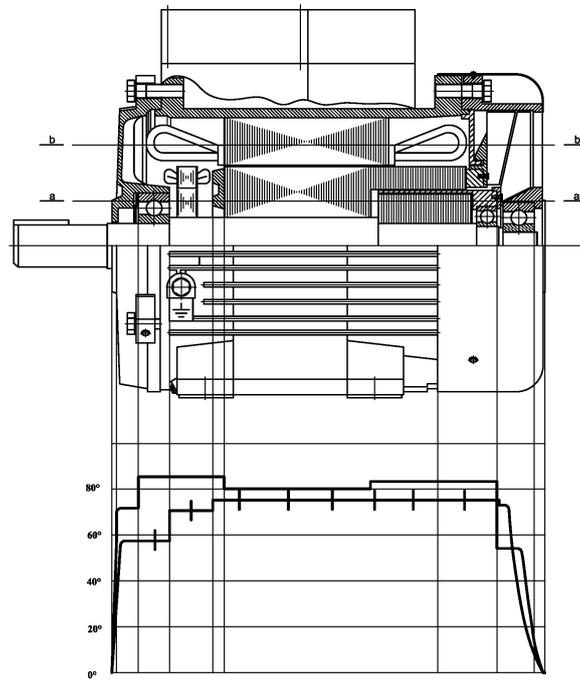


Рис. 5. Картина распределения температур по продольному сечению электродвигателя ДАС-12:

— — распределение температур по сечению а-а; ++++++ — распределение температур по сечению б-б

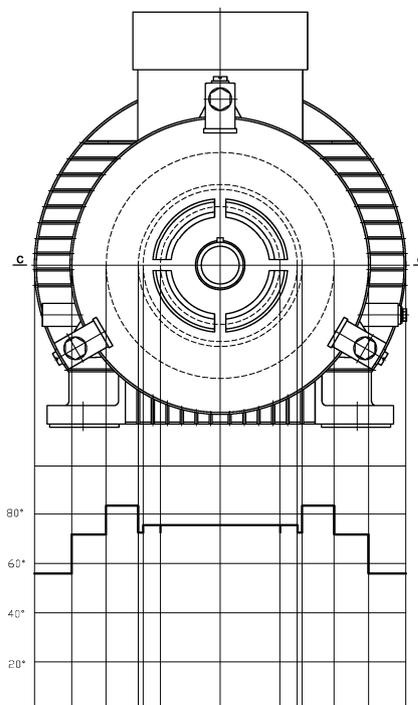


Рис. 6. Картина распределения температур по поперечному сечению электродвигателя ДАС-12:

— — распределение температур по сечению с-с

Выводы

1. На основе предлагаемой конструкции асинхронного с короткозамкнутым ротором электродвигателя с двухроторной электромеханикой могут быть разработаны асинхронные электродвигатели общепромышленного и специального исполнения, имеющие более высокие технико-экономические, в том числе и энергетические, параметры.

2. Выбранный для анализа тепловых режимов асинхронных электродвигателей метод эквивалентных тепловых схем замещения наиболее приемлем для новых моделей асинхронных электродвигателей оригинальной конструкции.

3. Разработанная на базе выбранного метода эквивалентных тепловых схем замещения методика расчёта тепловых процессов в электродвигателе оригинальной конструкции позволяет определить допустимую по условиям нагрева его мощность, далее, обозначив её как номинальную,

рассчитать все остальные номинальные параметры электродвигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Парфенович, О. Н.** Регулируемый асинхронный с короткозамкнутым ротором электродвигатель в электромехатронном исполнении / О. Н. Парфенович, Н. Д. Кебеде // Энергетика. – 1998. – № 3. – С. 42–45.

2 Асинхронные двигатели общего назначения / Е. П. Бойко [и др.]; под ред. В. М. Петрова и А. Э. Кравчика. – М. : Энергия, 1980. – 254 с.

3 **Филлипов, И. Ф.** Основы теплообмена в электрических машинах / И. Ф. Филлипов. – Л. : Энергия, 1974. – 312 с.

4 **Филлипов, И. Ф.** Теплообмен в электрических машинах / И. Ф. Филлипов. – Л. : Энергоатомиздат, 1986. – 260 с.

5 Развить теоретические основы создания и эффективного применения управляемого электропривода переменного тока на основе новых конструктивных решений асинхронных электродвигателей и систем фазового управления : отчет о НИР (закл.) / МГТУ ; рук. О. Н. Парфенович ; исп. : Л. М. Тюшкевич [и др.]. – Могилёв, 2000. – 156 с. – Библиогр. : с. 157–160. – № ГР 1998781.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.09.2008

O. N. Parfenovich, A. S. Tretiacov
Elements of the thermal processes theory
of the electric motor under constructive
scheme DAS with a two – rotor electromechanics

Short data on a design of the asynchronous electric motor with two – rotor electromechanics are stated and methods of calculation of thermal modes are analyzed in the article. On the basis of the chosen method of equivalent thermal circuits the scheme of thermal streams of the considered electric motor and simplified structural thermal equivalent circuits have been developed. Calculation methods of thermal processes are presented. Calculation data of temperatures of separate knots of the considered electric motor are cited. Experimental data of thermal tests and technical characteristics of asynchronous electric motors are given in the paper.

СТРОИТЕЛЬСТВО . АРХИТЕКТУРА

УДК 624.073.4.012

С. Д. Семенюк, д-р техн. наук, Г. С. Шаховская

ПРОЧНОСТЬ НОРМАЛЬНЫХ СЕЧЕНИЙ МНОГОПУСТОТНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПЛИТ, УСИЛЕННЫХ СОЗДАНИЕМ НЕРАЗРЕЗНОСТИ

В статье рассматривается несущая способность многопустотных железобетонных плит, усиленных созданием неразрезности, по сжатой зоне сечения и по растянутой арматуре. После создания неразрезности выделяется три зоны усиленных конструкций, для которых в общем виде и конкретизированных приводится расчет прочности нормальных сечений усиленных плит.

Введение

Реконструкция зданий и сооружений часто сопровождается исполнением усиления железобетонных многопустотных плит покрытий и перекрытий. Усиление плит перекрытий происходит под нагрузками, минимальной из которых является собственный вес конструкций. Это вносит особенность в расчет усиленных конструкций и прогнозирование их дальнейшей эксплуатации. Как отмечается в [1], усиление многопролетных шарнирно опертых кон-

струкций может производиться установкой дополнительных связей над опорами в виде надпорной арматуры с целью обеспечения неразрезности усиливаемой конструкции. Дополнительная надпорная арматура может устанавливаться при наращивании в верхней зоне конструкций, при бетонировании расширенных швов между плитами или вскрытых пустот смежных многопустотных панелей (рис. 1).

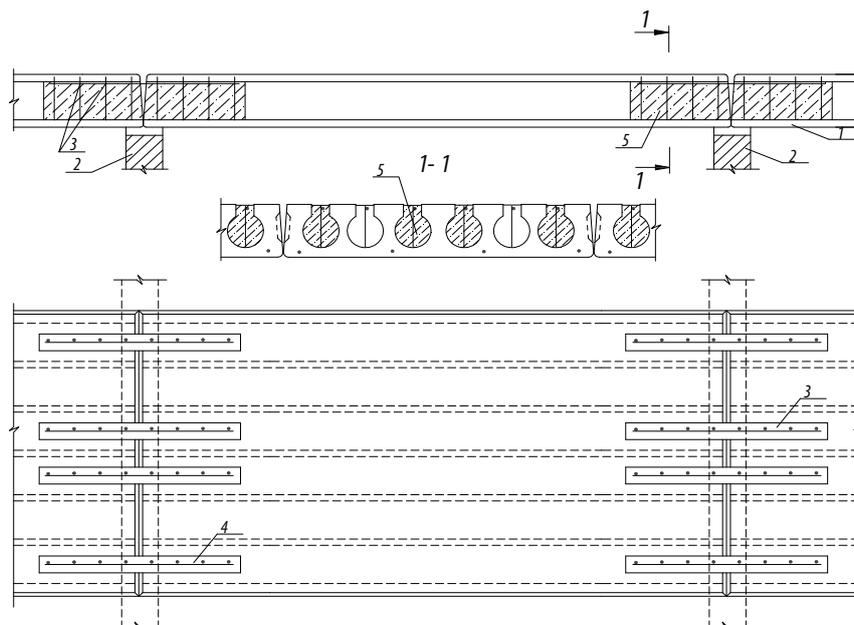


Рис. 1. Усиление многопустотных железобетонных плит обеспечением их неразрезности: 1 – усиливаемые плиты; 2 – ригель (стена); 3 – арматурный каркас; 4 – отверстия в плитах; 5 – бетон омоноличивания

При таком методе усиления несущая способность самой усиливаемой конструкции, как правило, не изменяется, а изменяются усилия от внешней нагрузки, которые перераспределяются между усиливаемым и усиливающим элементами пропорционально жесткостным характеристикам. Толщина шва между торцами усиливаемых плит перекрытий является различной и может колебаться от 20 до 200 мм. Бетон, которым выполняется наращивание и замоноличивание вскрытых пустот смежных многпустотных панелей, мо-

жет отличаться от бетона усиливаемых конструкций прочностными и деформационными характеристиками. При проектировании усиления конструкций обеспечением их неразрезности дополнительная арматура должна заводиться за точку нулевых моментов объемлющей эпюры на зону не менее минимальной длины анкеровки, принимаемой для растянутых стержней согласно [1, пп. 11.2.31–11.2.34]. Вышеизложенное представим на примере трехпролетной балки (рис. 2).

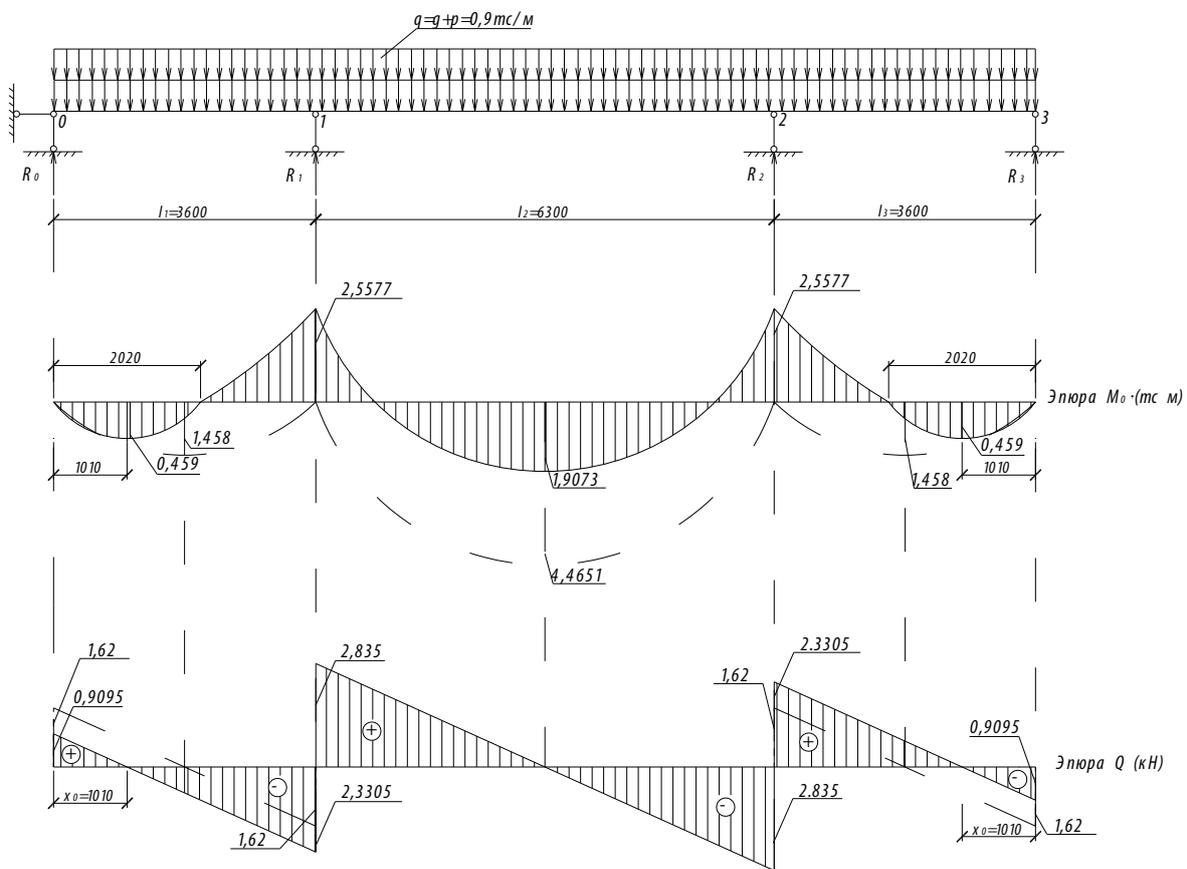


Рис. 2. Суммарная эпюра M и Q для случая $l_1 < l_2$

Статический расчет

1. Балка дважды статически неопределима, т. к. $n = C_{on} - 3 = 5 - 3 = 2$.
2. Для каждого пролета, как для простой балки, вычисляем действительные опорные реакции A^0 и B^0 , изгибающие

моменты, необходимые для построения эпюр M_0 , а в дальнейшем – для получения ординат суммирующей эпюры M , и фиктивные опорные реакции A^ϕ и B^ϕ .

Пролет 1 (рис. 3)

$$A_1^0 = B_1^0 = \frac{q \cdot l_1}{2} = \frac{0,9 \cdot 3,6}{2} = 1,62 \text{ тс};$$

$$M_{A1}^0 = 0;$$

$$M_{\max}^0 = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{0,9 \cdot 3,6^2}{8} = 1,458 \text{ тс} \cdot \text{м};$$

$$A_1^\Phi = B_1^\Phi = \frac{q \cdot l_1^3}{24} = \frac{0,9 \cdot 3,6^3}{24} = 1,7496 \text{ тс} \cdot \text{м}^2.$$

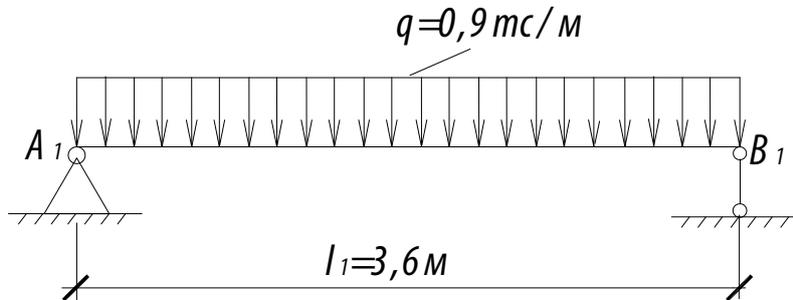


Рис. 3. К расчету изгибающих моментов

Пролет 2 (рис. 4)

$$A_2^0 = B_2^0 = \frac{q \cdot l_2}{2} = \frac{0,9 \cdot 6,3}{2} = 2,835 \text{ кН};$$

$$M_{A2}^0 = 0;$$

$$M_{\max}^0 = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{0,9 \cdot 6,3^2}{8} = 4,465 \text{ тс} \cdot \text{м};$$

$$A_2^\Phi = B_2^\Phi = \frac{q \cdot l_2^3}{24} = \frac{0,9 \cdot 6,3^3}{24} = 9,376 \text{ тс} \cdot \text{м}^2.$$

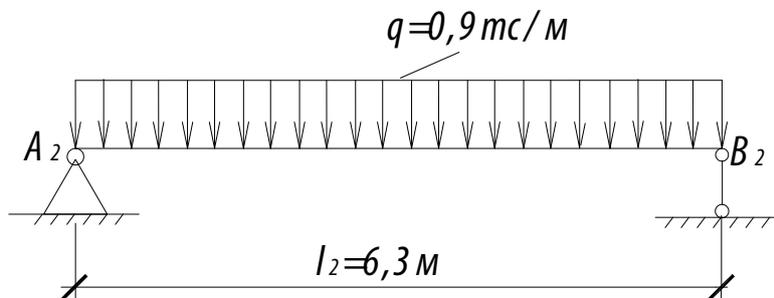


Рис. 4. К расчету изгибающих моментов

Пролет 3 (рис. 5)

$$A_3^0 = B_3^0 = \frac{q \cdot l_3}{2} = \frac{0,9 \cdot 3,6}{2} = 1,62 \text{ тс};$$

$$M_{A3}^0 = 0;$$

$$M_{\max}^0 = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{0,9 \cdot 3,6^2}{8} = 1,458 \text{ тс} \cdot \text{м};$$

$$A_3^\Phi = B_3^\Phi = \frac{q \cdot l_3^3}{24} = \frac{0,9 \cdot 3,6^3}{24} = 1,7496 \text{ тс} \cdot \text{м}^2.$$

3. Составляем уравнение трех моментов:

– для опоры 1

$$M_0 \cdot l_1 + 2 \cdot M_1 (l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = -6 (B_1^\Phi + A_2^\Phi),$$

т. к. $M_0 = 0$, уравнение примет вид:

$$2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = -6(B_1^\phi + A_2^\phi);$$

$$\begin{aligned} 2M_1(3,6 + 6,3) + M_2 \cdot 6,3 &= \\ &= -6 \cdot (1,7496 + 9,3767); \\ 19,8M_1 + 6,3M_2 &= -6 \cdot 11,1263. \end{aligned}$$

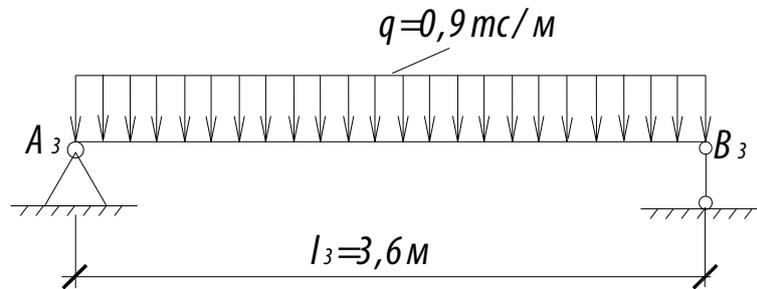


Рис. 5. К расчету изгибающих моментов

Для упрощения уравнения разделим все его члены на 6:

$$3,3M_1 + 1,05M_2 = -11,1263;$$

– для опоры 2

$$M_1 \cdot l_2 + 2 \cdot M_2(l_2 + l_3) = -6(B_1^\phi + A_2^\phi);$$

$$\begin{aligned} M_1 \cdot 6,3 + 2M_2 \cdot (6,3 + 3,6) &= \\ &= -6(9,3767 + 1,7496); \end{aligned}$$

$$-1,05M_1 - 3,3M_2 = 11,1263.$$

Алгебраически складываем уравнения:

$$3,3M_1 + 1,05M_2 = -11,1263;$$

$$-1,05M_1 - 3,3M_2 = 11,1263;$$

$$2,25M_1 - 2,25M_2 = 0,$$

откуда

$$M_1 = M_2 = \frac{-11,1263}{4,35} = -2,5577.$$

4. Определяем опорные реакции неразрезной системы (как для многопролетной балки):

$$R_n = R_n^0 - \frac{M_n - M_{n-1}}{l_n} - \frac{M_n - M_{n+1}}{l_{n+1}};$$

$$R_0 = A_1^0 - \frac{M_0 - M_1}{l_1} =$$

$$= 1,62 - \frac{0 - (-2,5577)}{3,6} = 0,90951 \text{ тс};$$

$$R_1 = B_1^0 + A_2^0 - \frac{M_1 - M_0}{l_1} - \frac{M_1 - M_2}{l_2} =$$

$$= 1,62 + 2,836 - \frac{(-2,5577 - 0)}{3,6} -$$

$$- \frac{(-2,5577 - (-2,5577))}{6,3} = 5,1655 \text{ тс};$$

$$R_2 = B_2^0 + A_3^0 - \frac{M_2 - M_1}{l_2} - \frac{M_2 - M_3}{l_3} =$$

$$= 2,835 + 1,62 - \frac{0}{6,3} - \frac{(-2,5577)}{3,6} =$$

$$= 5,1655 \text{ тс};$$

$$R_3 = B_3^0 - \frac{M_3 - M_2}{l_3} =$$

$$= 1,62 - \frac{(0 - (-2,5577))}{3,6} =$$

$$= 1,62 - 0,7105 = 0,9095 \text{ тс};$$

$$\begin{aligned}\Sigma Y &= R_0 + R_1 + R_2 + R_3 - (l_1 + l_2 + l_3) \cdot q = \\ &= 0,9095 + 5,1655 + 5,1655 + 0,9095 - \\ &\quad - 13,5 \cdot 0,9 = 12,15 - 12,15 = 0.\end{aligned}$$

Следовательно, опорные реакции определены правильно.

5. Определяем поперечные силы в характерных сечениях для построения эпюры Q :

$$\begin{aligned}Q_0 &= R_0 = 0,9095 \text{ тс}; \\ Q_1^{лев} &= Q_0 - q \cdot l_1 = 0,90959 - \\ &\quad - 0,9 \cdot 3,6 = -2,3305 \text{ тс}; \\ Q_1^{np} &= Q_1^{лев} + R_1 = -2,3305 + \\ &\quad + 5,1655 = 2,835 \text{ тс}; \\ Q_2^{лев} &= Q_1^{np} - q \cdot l_2 = 2,835 - \\ &\quad - 0,9 \cdot 6,3 = -2,835 \text{ тс}; \\ Q_2^{np} &= Q_2^{лев} + R_2 = -2,835 + \\ &\quad + 5,1655 = 2,3305 \text{ тс}; \\ Q_3 &= -R_3 = -0,9096 \text{ тс}.\end{aligned}$$

6. Суммарную эпюру изгибающих моментов строим путем сложения ординат эпюр M_0 с соответствующими им ординатами эпюры опорных моментов. В сечении посередине пролета $M_0 = 1,458 \text{ тс} \cdot \text{м}$, $M_{оп} = -1,2788 \text{ тс} \cdot \text{м}$, следовательно, суммарный изгибающий момент в этом сечении

$$\begin{aligned}M &= M_0 + M_{оп} = 1,458 - 1,2788 = \\ &= 0,1791 \text{ тс} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Для определения M_{\max} в этом пролете найдем расстояние x_0 до сечения, в котором $Q = 0$. Составим выражение поперечной силы для этого сечения и приравняем его к нулю:

$$\begin{aligned}Q_{x_0} &= R_0 - q \cdot x_0 = 0; \\ x_0 &= \frac{R_0}{q} = \frac{0,9095}{0,9} = 1,01057 \text{ м};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{\max} &= R_0 \cdot x_0 - \frac{q \cdot x_0^2}{2} = \\ &= 0,9095 \cdot 1,01057 - \frac{0,9 \cdot 1,01057^2}{2} = \\ &= 0,45956 \text{ тс} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Изгибающий момент во втором пролете составит:

$$\begin{aligned}M_0 &= -4,4651 \text{ тс} \cdot \text{м}; \\ M_{он} &= 2,5577 \text{ тс} \cdot \text{м}; \\ M &= M_0 + M_{он} = 2,5577 - 4,4651 = \\ &= -1,09734 \text{ тс} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Расстояние от левой опоры до сечения, в котором $M_{np} = 0$, найдем из выражения

$$\begin{aligned}0 &= R_0 \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}; \\ R_0 &= 0,5 \cdot q \cdot x; \\ x &= \frac{R_0}{0,5q} = \frac{0,9095}{0,5 \cdot 0,9} = 2,02 \text{ м}.\end{aligned}$$

Расчет прочности нормальных сечений к продольной оси элемента

При расчете прочности нормальных сечений к продольной оси элемента в расчет вводится «приведенный» бетон с прочностными и деформативными характеристиками, зависящими от предельной сжимаемости исходных бетонов, напряженно-деформируемого состояния сборных элементов до приобретения бетоном омоноличивания заданной прочности, геометрии и компоновки сечения [3].

Определение предельных усилий в нормальных сечениях основывается на следующих предпосылках:

– связь между напряжениями и деформациями «приведенного» бетона, а также между напряжениями и дефор-

мациями арматуры принимают в виде билинейной зависимости (рис. 6);

– для средних деформаций «приведенного» бетона и арматуры считается справедливым линейный закон распределения по высоте сечений;

– в качестве расчетного принимают сечение со средней высотой сжатой зоны « x », соответствующей средним деформациям;

– сопротивление расчетного сечения будет исчерпано, если деформации крайних сжатых волокон «приведенного» бе-

тона для растянутой арматуры достигают предельных значений.

Прочность нормальных сечений находится в зависимости от степени использования сопротивления сжатого бетона и растянутой арматуры. При работе плит пустотного настила, усиленных созданием неразрезности, армированных сталью, имеющей физический предел текучести, считаем, что сопротивление арматуры и бетона используется полностью.

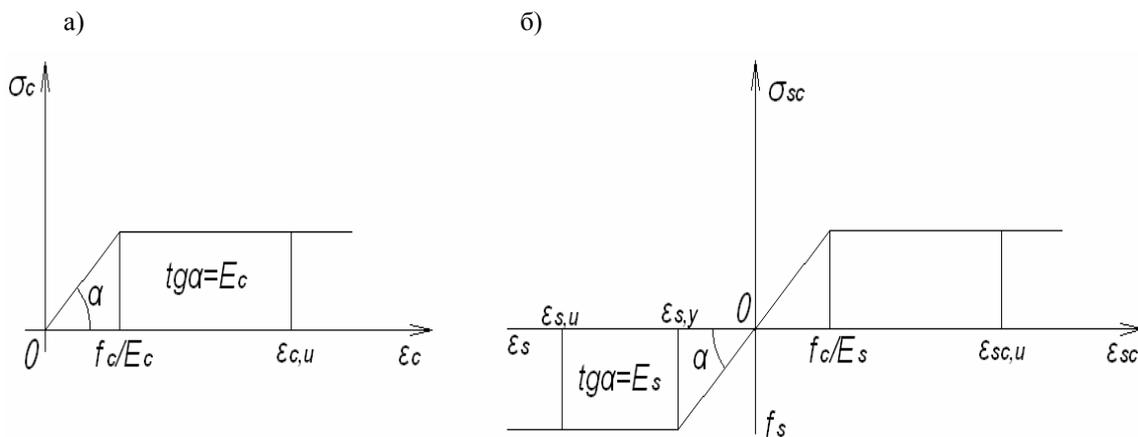


Рис. 6. Диаграммы σ – ϵ : а – для бетона; б – для арматурных сталей, имеющих физический предел текучести

Традиционное усиление плит пустотного настила использует решения по постановке дополнительной арматуры в пролетные пустоты плит, при этом расчетная схема усиливаемых конструкций будет такая же, как и при расчете базовой конструкции.

В общем виде проверку прочности нормальных сечений (рис. 7) производят из условия

$$M_{sd} \leq M_u = 0,5 \cdot f_{cred} \cdot b \cdot x \cdot [(1 + \lambda_{red}) \times d - 0,33 \cdot x \cdot (1 + \lambda_{red} + \lambda_{red}^2)] + \sigma_{sc} \times A_{sc} \cdot (d - c'); \quad (1)$$

по растянутой арматуре

$$M_{sd} \leq M_u = \sum f_{yd} \cdot A_{st} \times \left[d - \frac{x \cdot (1 + \lambda_{red} + \lambda_{red}^2)}{3 \cdot (1 + \lambda_{red})} \right], \quad (2)$$

где

$$\lambda_{red} = 0,93 - 0,014 \cdot f_{c,red}; \quad (3)$$

$$f_{c,red} = f_{c,c\bar{o}} \left(1 - \frac{S_{om}}{S} \right) + f_{c,om} \cdot \frac{S_{om}}{S}. \quad (4)$$

В (4) S_{om} и S – статические моменты площадей омоноличивающей части сжатой зоны и всей сжатой зоны расчетного сечения относительно нейтральной оси $x = x_{c,lim}$,

$$x_{c,lim} = \frac{\alpha \cdot f_{c,c\bar{o}} \cdot d}{\alpha \cdot f_{c,c\bar{o}} + f_{sd}(1 - \lambda_{c,c\bar{o}})} \quad (5)$$

Напряжение в сжатой арматуре определяем из выражения

$$\sigma_{sc} = f_{ck} \cdot \frac{\alpha_{red}}{1 - \alpha_{red}}, \quad (6)$$

где f_{ck} – нормативное (параметрическое) сопротивление бетона осевому сжатию;

$$\alpha_{red} = \frac{E_s}{E_{c,red}}, \quad (7)$$

где E_s – модуль упругости арматуры; $E_{c,red}$ – модуль упругости «приведенного» бетона:

$$E_{c,red} = f_{c,red} / \left(\left[1 - \lambda_{c\bar{o}} \cdot \left(1 - \frac{S_{om}}{S} \right) - \lambda_{om} \cdot \frac{S_{om}}{S} \right] \cdot \left[\frac{f_{c,c\bar{o}}}{E_{c,c\bar{o}}(1 - \lambda_{c\bar{o}})} \left(1 - \frac{S_{om}}{S} \right) + \frac{f_{c,om} - S_{om}}{E_{c,om}(1 - \lambda_{om}) \cdot S} \right] \right) \quad (8)$$

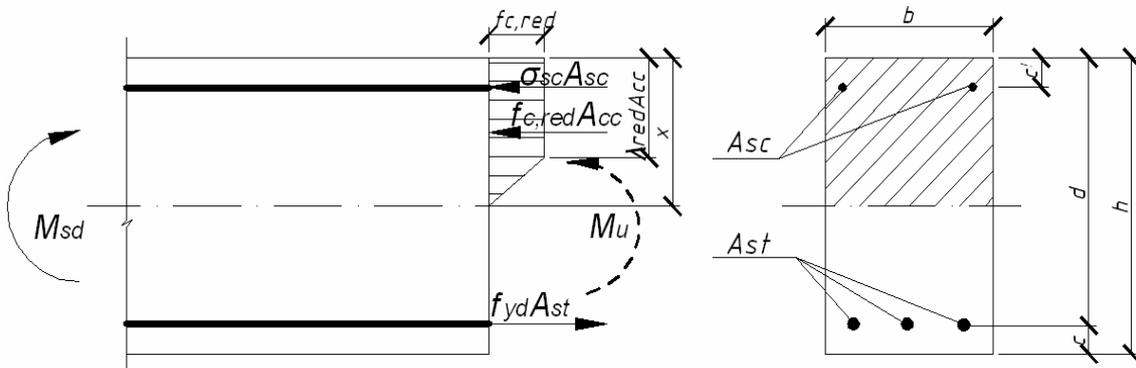


Рис. 7. К расчету прочности нормальных сечений

В зависимости от кубиковой прочности бетона $f_{c,cube}^G$ модуль упругости сборного или омоноличивающего бетона определяют по формуле

$$E_{c,c\bar{o}(om)} = \frac{55000 \cdot f_{c,cube,c\bar{o}(om)}^G}{19 + f_{c,cube,c\bar{o}(om)}^G}; \quad (9)$$

$\lambda_{c\bar{o}}$, λ_{om} находят по формуле (3) при соответствующих прочностных характеристиках бетона.

Высоту сжатой зоны определяем из выражения

$$f_{c,red} \cdot b \cdot x \cdot 0,5(1 + \lambda_{red}) + \sigma_{sc} \cdot A_{sc} = \sigma_{st} \cdot A_{st}, \quad (10)$$

где σ_{st} вычисляется по формуле (при ра-

боте стали в упругой стадии)

$$\sigma_{st} = \frac{\alpha_{red} \cdot f_{c,red} (d - x)}{x(1 - \lambda_{red})} \quad (11)$$

Совместное решение (10) и (11) приводит к квадратному уравнению

$$A_1 \cdot x^2 + A_2 \cdot x + A_3 = 0. \quad (12)$$

Коэффициенты A_1 , A_2 , A_3 находят по следующим формулам:

$$A_1 = 0,5 \cdot f_{c,red} \cdot b(1 - \lambda_{red}); \quad (13)$$

$$A_2 = \alpha_{red} \cdot f_{c,red} \cdot A_{st} + \sigma_{sc} \cdot A_{sc}(1 - \lambda_{red}); \quad (14)$$

$$A_3 = -\alpha_{red} \cdot f_{c,red} \cdot A_{st} \cdot d. \quad (15)$$

Анализ эпюры моментов усиленной конструкции позволяет определить в каждом пролете три характерных участка (рис. 8).

Для элементов участка I как до, так и после усиления изгибающий момент

имеет положительный знак (см. рис. 8).

На участке II эпюра изгибающих моментов до усиления конструкции имеет положительный знак, после создания неразрезности – отрицательный.

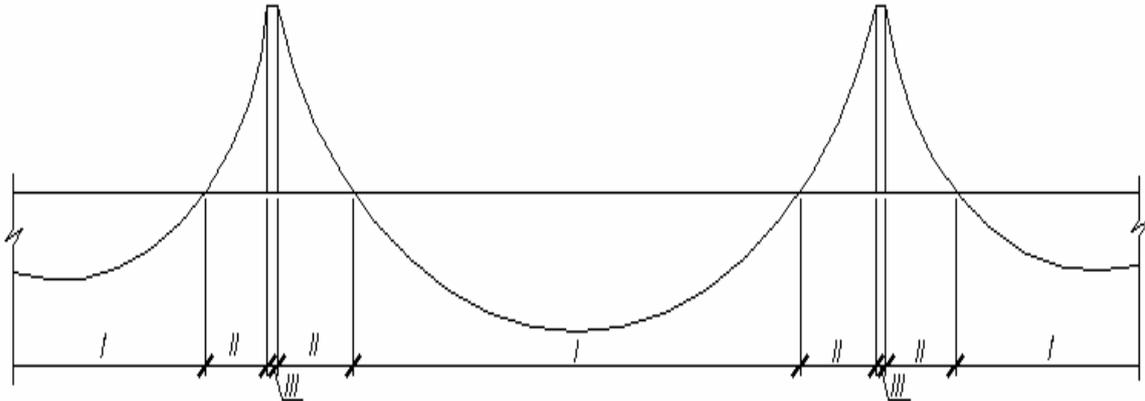


Рис. 8. Схема характерных участков на суммарной эпюре изгибающих моментов

Элементарные слои основного сечения конструкции после усиления будут разрушаться, и отрицательный момент будет воспринимать дополнительная надпорная арматура. Поэтому при определении жесткостных характеристик сечений для бетона омоноличивания и надпорной арматуры используются обычные диаграммы деформирования, а для бетона усиливаемой конструкции и для пролетной арматуры – диаграммы деформирования на ветвях разгрузки.

Для учета особенностей деформирования шва между торцами плит при расчете усиленной созданием неразрезности конструкции (участок III) вводится дополнительный элемент, равный толщине шва. При этом для бетона омоноличивания вводится обычная диаграмма деформирования, а для бетона усиливаемой конструкции – диаграммы деформирования только на сжатие с учетом корректировки модуля деформаций по представленной зависимости.

Заключение

В соответствии с СНБ 5.03.01-02 в виде замкнутого решения приведен расчет прочности нормальных сечений, усиленных созданием неразрезности железобетонных многопустотных плит. При этом использована упругопластическая модель, позволяющая находить несущую способность элементов при известных геометрических, прочностных и деформативных характеристиках материалов конструкции. В общем виде расчет производится для сборно-монолитных конструкций с разными характеристиками бетона омоноличивания, арматуры и усиливаемого элемента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лазовский, Д. Н. Усиление железобетонных конструкций эксплуатируемых строительных сооружений : монография / Д. Н. Лазовский. – Новополоцк : Полоцкий гос. ун-т, 1998. – 240 с.
2. СНБ 5.03.01-02. Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 2003. – 139 с.

3. **Борисевич, А. А.** Строительная механика : учебник для вузов / А. А. Борисевич, Е. М. Сидорович, В. Н. Игнатюк. – Минск : БНТУ, 2007. – 821 с.

4. **Семенюк, С. Д.** Железобетонные про-

странственные 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 27.10.2008

S. D. Semenyuk, G. S. Shakhovskaya
Durability of normal sections of hollow
ferro-concrete plates strengthened by
creation of fixity

Carrying ability of hollow ferro-concrete plates strengthened by creation of fixity, on the compressed zone of section and on the stretched fixture is considered in the article. After creation of fixity three zones of the strengthened designs are defined. For the zones in a general view and concretized the calculation of strength of normal sections of the strengthened plates is given.

УДК 666.972

Н. В. Суходоева, В. В. Бабицкий, д-р техн. наук, проф.

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОСТАВА БЕТОНА

Предложена универсальная методика проектирования состава бетона, учитывающая условия твердения изделий, а также влияние химических добавок.

Введение

Подбор состава бетона был, есть и останется одним из самых сложных, обязательных элементов технологии бетона [1–8]. Именно на этой стадии изготовления бетонных и железобетонных изделий закладываются основы долговечности конструкций, их бесперебойной службы в течение всего проектного срока эксплуатации. Оптимальное проектирование состава бетона не требует значительных капитальных вложений, но дает как повышение качества изделий, так и снижение материальных затрат в виде сокращения расхода цемента [9]. Фактически, исходя из современных воззрений на бетоноведение, подбор (лучше – проектирование) состава есть математическая модель прогнозирования основных свойств бетона.

Современные методики должны базироваться на многофакторных моделях, что является залогом повышения точности расчетов. И это достаточно просто подтвердить, проследив, например, тенденцию совершенствования метода абсолютных объемов, реализованную таким известным специалистом, как В. П. Сизов. Однако приоритет в этой области наших отечественных ученых, профессоров И. Н. Ахвердова и Н. П. Блещика, неоспорим. Предложенные ими методики проектирования состава бетона нацелены на максимальный учет разнообразных свойств компонентов бетонной смеси, ориентированы на использование различных технологических приемов формования изделий.

Естественно, увеличение числа влияющих факторов приводит и к соответствующему усложнению техники расчетов. Ручной счет становится мало эф-

фективным по причине сложности взаимной увязки аналитических зависимостей, продолжительности расчетов, возможности появления многочисленных ошибок. Однако применение вычислительной техники [10–14] решает проблему оперативности расчетов. Следовательно, методика проектирования состава бетона должна быть удобной для создания на ее основе соответствующего программного обеспечения.

Внедрение современных технологий и добавок в практику работы предприятий по производству бетонных и железобетонных изделий невозможно без соответствующих методов проектирования состава бетона, поскольку основа свойств бетона закладывается именно на данной стадии.

От методики проектирования состава бетона зависит, какой впоследствии мы получим материал. Методика должна учитывать все разнообразие свойств компонентов смеси и особенностей технологического процесса получения бетонных и железобетонных изделий.

Анализ существующих методик проектирования состава бетона

Суть практически любой методики проектирования состава бетона заключается в последовательном выполнении следующих основных операций:

– расчет водоцементного отношения, обеспечивающего весь комплекс требований (прочность, а при необходимости морозостойкость, водонепроницаемость и иные свойства). Практически все существующие методики ос-

новываются на законе водоцементного отношения (рис. 1), позволяющем по заданной прочности рассчитать необходимое водоцементное отношение бетонной смеси. Этот закон обоснован теоретически, нашел убедительное подтверждение на практике и в ревизии не нуждается. Одна-

ко для совершенствования закона для расчета прочности бетона необходимо применение более точных формул, а также получение формул, связывающих водоцементное отношение и с иными параметрами бетона: морозостойкостью, водонепроницаемостью и т. д.;

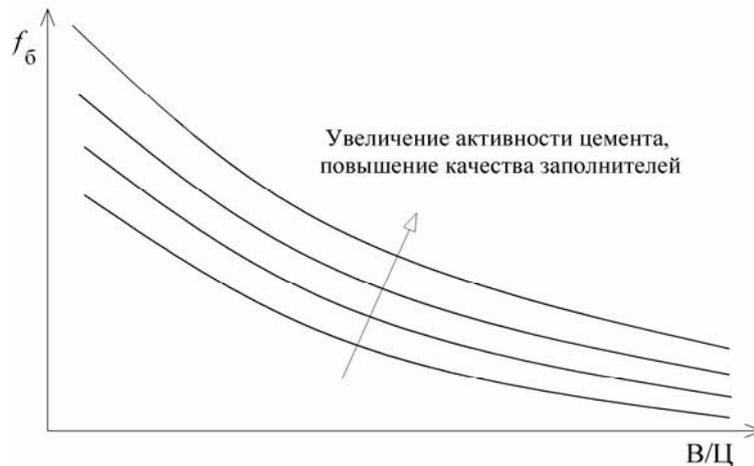


Рис. 1. Зависимость прочности бетона f_6 от водоцементного отношения $В/Ц$

– определение расхода воды, обеспечивающего требуемую удобоукладываемость бетонной смеси. Некоторые методики, например, И. Н. Ахвердова и Н. П. Блещика, предполагают непосредственный расчет подвижности (или жесткости) бетонной смеси как функции ряда влияющих факторов: консистенции и объема цементного теста, соотношения мелкого и крупного заполнителей и др. Однако общего признания такие формулы по ряду причин пока не получили. Поэтому в основе большинства действующих методик лежит закон постоянства водопотребности бетонной смеси (рис. 2), подтверждающий на практике факт, что при некоторых расходах цемента (обычно полагают, что до 350 кг) расход воды не изменяется, а определяется маркой бетонной смеси по удобоукладываемости, нормальной густотой цемента, водопотребностью заполнителей и может назначаться по таблицам и графикам. Это обусловлено тем, что с увеличением расхода цемента водоцементное отношение

уменьшается (при постоянстве расхода воды), что приводит к уменьшению подвижности бетонной смеси. Однако увеличение расхода цемента влечет повышение объема цементного теста, а следовательно, и к росту подвижности бетонной смеси. При расходах цемента до 350 кг эти два фактора компенсируют друг друга, но при большем расходе начинает превалировать один из факторов, что должно компенсироваться введением дополнительного количества воды, равного примерно 1 л на каждые 10 кг цемента сверх 350;

– расчет расхода цемента по известным величинам водоцементного отношения и расхода воды;

– грамотный выбор доли песка в смеси заполнителей (отношение массы песка к сумме масс песка и щебня), обеспечивающий наибольшую удобоукладываемость бетонной смеси при минимальном расходе вяжущего. Величину доли песка находят как функцию объема цементного теста (рис. 3) либо

оперируют таким понятием, как коэффициент раздвижки зерен крупного заполнителя растворной частью;

– расчет расходов песка и щебня по известным величинам расходов цемента,

воды и доли песка в смеси заполнителей (или коэффициента раздвижки зерен крупного заполнителя растворной частью).

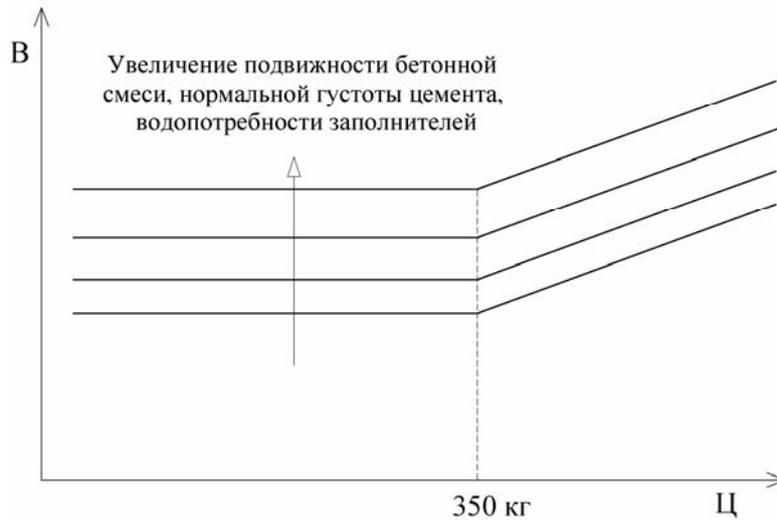


Рис. 2. Зависимость водопотребности бетонной смеси V от расхода цемента $Ц$

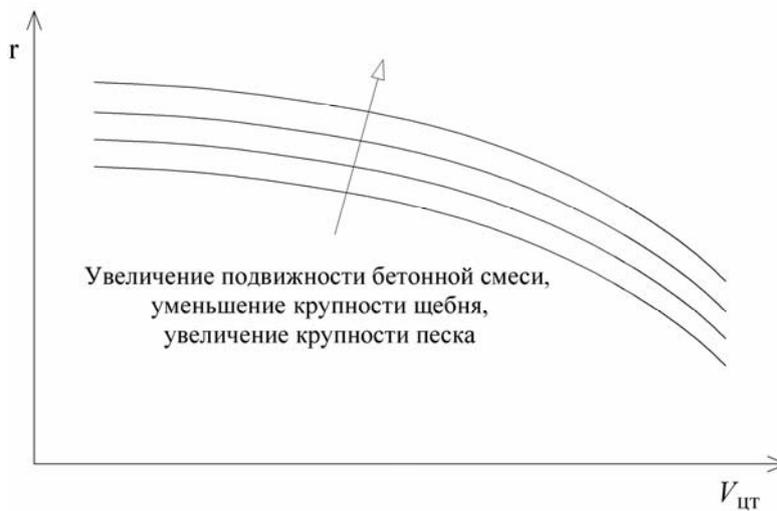


Рис. 3. Зависимость доли песка в смеси заполнителей r от объема цементного теста $V_{цт}$

Критический анализ существующих методик проектирования состава тяжелого бетона (НИИЖБа, абсолютных объемов, В. П. Сизова, Ю. Сторка, В. Н. Шмигальского, И. Н. Ахвердова, Н. П. Блещика, М. А. Шалимо, DIN 1045 и др.) показал, что всем им присущи как достоинства, так и определенные недостатки, не позволяю-

щие принять ни одну из них в качестве единого универсального метода.

При всем разнообразии недостатков можно выделить те, которые характерны практически для всех методик:

– отсутствует возможность полного учета влияния разнообразных химических добавок с различным пластифици-

рующим эффектом на состав бетона;

- не учитывается величина отпускной прочности бетона – требование, обязательное для заводской технологии производства изделий;

- проектируемый состав бетона не увязывается с режимом тепловой обработки бетонных и железобетонных изделий;

- отсутствует привязка проектируемого состава монолитного бетона к температурно-влажностным условиям твердения в холодном или жарком климате.

Приведенная ниже методика проектирования состава бетона, основанная на учете изменения нормальной плотности цемента при введении пластифицирующих добавок, разработана с целью устранения отмеченных выше недостатков.

Предлагаемая методика проектирования состава бетона

В принципе, в предлагаемой методике проектирования состава бетона указанная последовательность расчетов со-

храняется. Однако имеются существенные отличия, позволяющие, на наш взгляд, повысить точность расчетов и расширить область применения методики.

Во-первых, расход воды следует не назначать по таблицам и графикам (они не могут охватить все разнообразные влияющие факторы), а рассчитывать. При этом расчетные формулы должны быть увязаны как с удобоукладываемостью бетонной смеси, так и с многообразными свойствами цемента и заполнителей. И, в первую очередь, следует насколько возможно полно учитывать изменение нормальной плотности цемента, поскольку именно ее уменьшение является целью и итогом введения пластифицирующих добавок в бетонную смесь. В идеале результаты расчетов должны соответствовать закономерностям изменения водопотребности бетонной смеси, представленным на рис. 4.

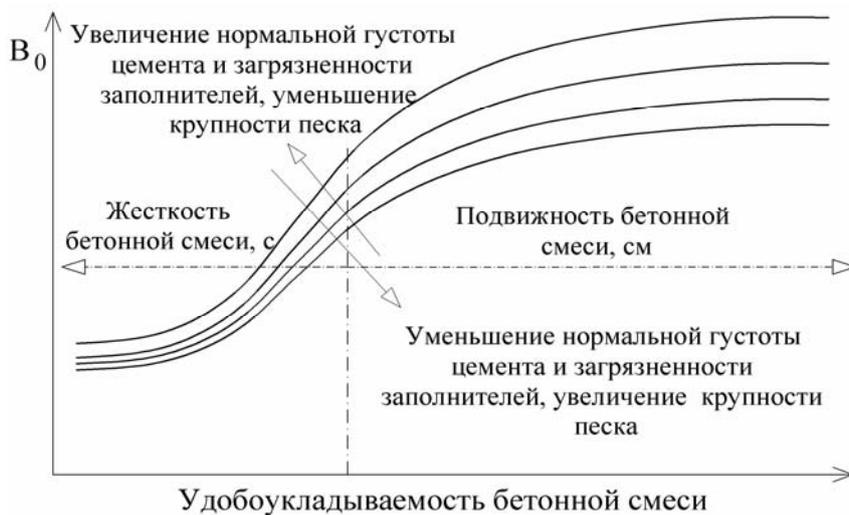


Рис. 4. Зависимость начальной водопотребности бетонной смеси V_0 от ее удобоукладываемости

Во-вторых, вернувшись к графикам на рис. 2, можно отметить, что они не вполне корректны на стадии превышения расходом цемента величины 350 кг. В литературе имеются данные, что точка пере-

гиба может быть отлична от 350 кг, причем существенно больше при введении пластифицирующих добавок. Кроме того, на этом участке изменения расхода цемента угол наклона прямых линий не

должен быть постоянным. В связи с этим предлагается закон постоянства водопотребности привязать не к расходу цемента, а к водоцементному отношению (рис. 5). Если водоцементное отношение превышает пределы структурной связности цементного теста (а по И. Н. Ахвердову качественное изменение свойств цементного теста наступает на границе, равной 1,65 относительного водосодержания цементного теста), то расход воды постоянен и зависит лишь от удобоукладываемости бетонной смеси, нормальной плотности цемента и водопотребности заполнителей. Но в области

структурной связности цементного теста расход воды необходимо увеличивать, причем пропорционально нормальной плотности цемента, в том числе и с химическими добавками. Такой подход к расчету расхода воды представляется логичным, учитывает технологические особенности цементного теста и, что весьма важно, может учесть влияние любых химических добавок, поскольку определение нормальной плотности цемента – операция, обязательная при контроле свойств поступающего цемента и введении добавок.

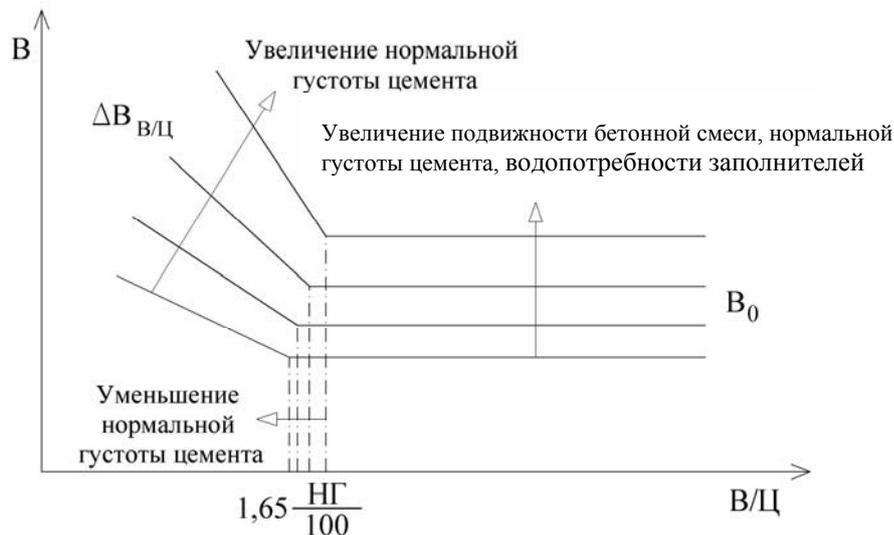


Рис. 5. Зависимость водопотребности бетонной смеси В от водоцементного отношения В/Ц

В-третьих, важнейшим моментом методики проектирования состава бетона является нахождение оптимального соотношения мелкого и крупного заполнителей. В данной методике его предлагается рассчитывать в зависимости от расхода цемента (примерно как в методике НИИЖБ), а также и от удобоукладываемости бетонной смеси (рис. 6). Такой подход вполне логичен и упрощает саму методику проектирования состава бетона.

И, наконец, в-четвертых, в методику проектирования состава бетона обязательно следует ввести фактор времени твердения, без чего современная методика не имеет будущего. Это можно сделать

посредством расчета кинетики гидратации цемента с последующим переходом от степени гидратации к физико-механическим характеристикам бетона, в частности прочности.

На основании указанных теоретических выкладок получены соответствующие формулы и предлагается следующий порядок расчетов.

1. Рассчитывают водоцементное отношение бетонной смеси:

$$В/Ц = \frac{0,3 \cdot k_3 \cdot f_{II}}{k_{70} \cdot f_6} + 0,1, \quad (1)$$

где k_3 – коэффициент, зависящий от ка-

чества заполнителей (для щебня $k_3 = 1,0$, а для гравия $k_3 = 0,9$); $f_{ц}$ – активность цемента, МПа; $k_{то}$ – коэффициент, зависящий от

отпускной прочности бетона; f_b – прочность бетона, МПа.

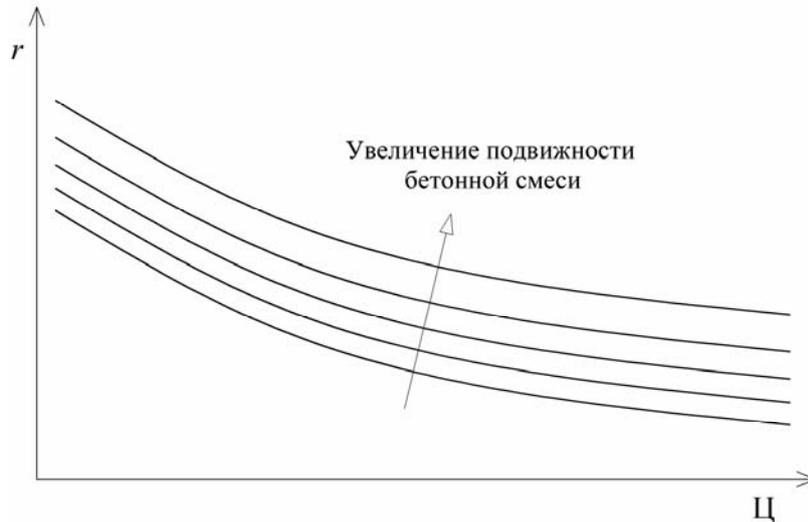


Рис. 6. Зависимость доли песка в смеси заполнителей r от расхода цемента $Ц$

Величину отпускной прочности бетона учитывают следующим образом:

$$k_{то} = 1 + 0,009 \cdot (f_{отп} - 70), \quad (2)$$

где $f_{отп}$ – отпускная прочность бетона, %.

2. Рассчитывают начальную водопотребность бетонной смеси B_0 , обеспечивающую ее требуемую удобоукладываемость.

Вначале рассчитывают водоцементное отношение цементного теста, соответствующее пределу связности (согласно воззрениям проф. И. Н. Ахвердова):

$$\beta = 1,65 \frac{НГ}{100}, \quad (3)$$

где $НГ$ – нормальная плотность цемента, %.

Затем рассчитывают величину коэффициента γ , определяющего влияние удобоукладываемости бетонной смеси на ее водопотребность:

– для подвижной бетонной смеси

$$\gamma = 0,7 + 0,094\sqrt{ОК}, \quad (4)$$

где $ОК$ – подвижность бетонной смеси, см;

– для жесткой бетонной смеси

$$\gamma = 1,05 \left(\frac{1}{Ж} \right)^{0,16}, \quad (5)$$

где $Ж$ – показатель жесткости бетонной смеси, с.

Начальную водопотребность бетонной смеси определяют по формуле

$$B_0 = \frac{110}{1 - \beta \cdot \gamma}. \quad (6)$$

3. Рассчитывают окончательную, с учетом поправок, водопотребность бетонной смеси B .

Определяют поправку к начальной водопотребности бетонной смеси, учитывая водоцементное отношение цементного теста.

Рассчитывают водоцементное отношение цементного теста:

$$(B/Ц)_T = 0,98 \cdot B/Ц - 0,0094. \quad (7)$$

Если $(B/Ц)_T \geq \beta$, то поправка к расходу цемента не нужна:

$$\Delta V_{B/C} = 0. \quad (8)$$

Если же $(B/C)_T < \beta$, то поправка к расходу воды равна:

$$\Delta V_{B/C} = 10 \cdot [\beta - (B/C)_T] \cdot НГ. \quad (9)$$

Далее определяют поправки, учитывающие особенности мелкого заполнителя:

$$\Delta V_{пг} = 2 \cdot (g_{пг} - 3), \quad (10)$$

где $g_{пг}$ – содержание илистых, глинистых и пылевидных частиц в песке, %.

$$\Delta V_{пк} = 6 \cdot (3 - M_k), \quad (11)$$

где M_k – модуль крупности песка.

Затем определяют поправки, учитывающие особенности крупного заполнителя:

$$\Delta V_{щг} = 2 \cdot (g_{щг} - 1), \quad (12)$$

где $g_{щг}$ – содержание илистых, глинистых и пылевидных частиц в щебне, %.

$$\Delta V_{щк} = 55,2 - 18,3 \cdot \ln НКЩ, \quad (13)$$

где НКЩ – наибольшая крупность зерен щебня, мм.

Окончательный расход воды равен:

$$V = V_0 + \Delta V_{пг} + \Delta V_{пк} + \Delta V_{щг} + \Delta V_{щк}. \quad (14)$$

4. Рассчитывают расход цемента:

$$C = \frac{V}{B/C}. \quad (15)$$

5. Рассчитывают оптимальную долю мелкого заполнителя в смеси заполнителей:

– для подвижной бетонной смеси

$$r = 1,2 \frac{1}{C^{0,2}} + (0,0013 \cdot ОК^2 + 0,08 \cdot ОК - 0,143 \cdot (-0,0001 \cdot C + 0,082)); \quad (16)$$

– для жесткой бетонной смеси

$$r = 1,2 \frac{1}{C^{0,2}}. \quad (17)$$

6. Рассчитывают объем цементного

теста в бетонной смеси:

$$V_T = C \cdot \left[\frac{1}{\rho_c} + \frac{(B/C)_T}{\rho_b} \right], \quad (18)$$

где ρ_c, ρ_b – плотность цемента и воды соответственно, кг/м³.

7. Рассчитывают расход мелкого заполнителя:

$$П = r \cdot (1 - V_T) \cdot \rho_{пг}, \quad (19)$$

где $\rho_{пг}$ – плотность зерен мелкого заполнителя, кг/м³.

8. Рассчитывают расход крупного заполнителя:

$$Щ = (1 - r) \cdot (1 - V_T) \cdot \rho_{щг}, \quad (20)$$

где $\rho_{щг}$ – плотность зерен крупного заполнителя, кг/м³.

9. Определяют расчетную плотность бетонной смеси:

$$\rho_{бсм} = C + П + Щ + V. \quad (21)$$

Точность расчетов по предлагаемой методике проверялась по двум параметрам: расходам цемента и воды. Для составов, характеризующихся марками бетонных смесей по удобоукладываемости П1, П2, Ж1, Ж2, прочностью бетона от 15 до 60 МПа и различной отпускной прочностью после тепловой обработки, сопоставлялся расход цемента, взятый из [15] и рассчитанный по предлагаемой методике. В результате обработки полученных данных и сопоставительного статистического анализа получены результаты: коэффициент вариации отклонений расхода цемента по литературным данным от рассчитанного составил 5,3 % для бетона естественного твердения; 5,8 % – для бетона с отпускной прочностью 70 %; 5,4 % – для бетона с отпускной прочностью 80...85 % и 5,4 % – для бетона с отпускной прочностью 100 %.

На рис. 7 приведены кривые, построенные в результате расчета расхода воды по предлагаемой методике для широкого диапазона нормальной плотности цемента, получаемого при введении

в цементное тесто практически всех существующих в настоящее время пластифицирующих добавок. Экспериментальная проверка (в данной работе не приводится) соответствия рассчитанных и фактических расходов воды для добавок С-3

и Стахемент-2000, в целом, подтвердила работоспособность предложенной методики. На этот же график нанесены (в виде заштрихованной области) данные различных исследователей для цемента с нормальной плотностью 27...30 %.

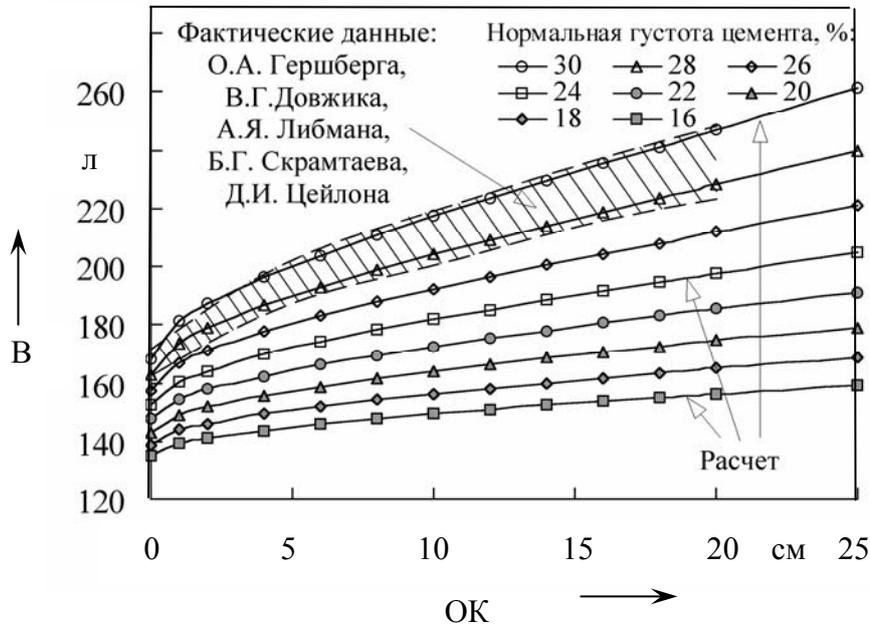


Рис. 7. Зависимость расхода воды В от осадки конуса бетонной смеси

Из представленных материалов видно, что точность расчетов основных компонентов бетонных смесей достаточно высока. Следовательно, рассмотренная методика может успешно применяться для расчета составов тяжелого бетона проектного возраста с требованиями по прочности, а при наличии формул, увязывающих водоцементное отношение с особенностями структуры бетона, – также по морозостойкости, водонепроницаемости и иным параметрам. Существенное удобство методики в том, что достаточно просто учитывается влияние пластифицирующих добавок – посредством учета нормальной плотности цемента.

Рассмотрим еще один важный вопрос, пока не решенный современным бетоноведением – проектирование состава бетона для конструкции, твердеющего в

различных температурно-влажностных условиях. В этом случае технологу необходима информация о кинетике твердения бетона, для чего предложенную методику следует дополнить формулами, позволяющими учитывать ряд факторов: время и особенности твердения изделия, минералогический состав цемента, вид и дозировку химических добавок и т. д.

Ранее нами была получена (посредством модификации формулы И. В. Вольфа) следующая зависимость:

$$f_6 = K_{в/ц} \cdot f_4 \cdot \frac{k_3}{\frac{100 \cdot В}{0,23 \cdot \alpha \cdot Ц} - 1}, \quad (22)$$

где $K_{в/ц}$ – коэффициент, зависящий от водоцементного отношения:

– при $V/C < 0,4$

$$K_{B/C} = \frac{0,75}{V/C};$$

– при $V/C \geq 0,4$

$$K_{B/C} = 1,6 - 0,5 \cdot (V/C - 0,4);$$

k_3 – коэффициент, учитывающий качество заполнителей; α – степень гидратации цемента, %.

Степень гидратации α входит в формулу (22) в качестве одного из основных влияющих факторов и для проектного возраста может быть рассчитана [16]:

– при $\frac{НГ}{100 \cdot (V/C)_T} < 1,65$

$$\alpha = 60 \cdot \frac{НГ}{100 \cdot (V/C)_T} - \sqrt[3]{\left(1,65 \cdot \frac{НГ}{100 \cdot (V/C)_T}\right)^2} \times e^{\frac{1,65 \cdot НГ}{100 \cdot (V/C)_T}}; \quad (23)$$

– при $\frac{НГ}{100 \cdot (V/C)_T} \geq 1,65$

$$\alpha = 70 + 5 \cdot \left(\frac{НГ}{100 \cdot (V/C)_T} - 1,65\right). \quad (24)$$

Степень же гидратации цемента в любом промежуточном возрасте (меньше или больше проектного) в долях от степени гидратации в проектном возрасте, рассчитываемой по (23) или (24), определяется рядом влияющих факторов [16]:

$$\alpha_{отн} = \frac{1 - \frac{C_3S}{100} \cdot e^{-\beta_1 \cdot \tau \cdot K_\phi} - \left(1 - \frac{C_3S}{100}\right) \cdot e^{-\beta_2 \cdot \tau \cdot K_\phi}}{1 - \frac{C_3S}{100} \cdot e^{-\beta_1 \cdot 28 \cdot K_\phi} - \left(1 - \frac{C_3S}{100}\right) \cdot e^{-\beta_2 \cdot 28 \cdot K_\phi}}; \quad (25)$$

$$K_\phi = k_t \cdot k_\phi \cdot k_w \cdot k_m \cdot k_s \cdot k_{SO_3} \cdot k_{du} \cdot k_{dp}, \quad (26)$$

где C_3S – содержание алита в цементе, %; τ – время твердения, сут; β_1 – уравнивающий коэффициент, зависящий от вида цемента; β_2 – коэффициент, зависящий от содержания минерала C_3A в цементе; k_t – коэффициент, зависящий от температуры твердения цементного камня (бетона); k_ϕ – коэффициент, зависящий от влажностных условий твердения цементного камня (бетона); k_w – коэффициент, зависящий от начального водосодержания цементного теста; k_m – коэффициент, зависящий от активности применяемого цемента; k_s – коэффициент, зависящий от тонкости помола цемента; k_{SO_3} – коэффициент, зависящий от содержания гипса в цементе; k_{du} – коэффициент, зависящий от вида и количества добавки-ускорителя; k_{dp} – коэффициент, зависящий от вида и количества пластифицирующей добавки.

Технолог, запроектировав состав по описанной методике, может далее в соответствии с (22) рассчитать прочность в любом требуемом возрасте бетона и, в случае несоответствия прочности заданному значению, откорректировать состав бетона. Таким образом, предложенная методика может быть адаптирована как к расчету кинетики роста прочности бетона в процессе тепловой обработки бетонных и железобетонных конструкций, так и, например, при зимнем их бетонировании.

Вывод

Предложенная методика, основанная на существующих в бетоноведении общепризнанных закономерностях, может быть успешно, с достаточной для практических расчетов точностью, использована при проектировании составов бетона бетонных и железобетонных конструкций с различными химическими добавками, твердеющих в естественных условиях и при тепловой обработке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ахвердов, И. Н.** Высокопрочный бетон / И. Н. Ахвердов. – М. : Стройиздат, 1961. – 163 с.
2. **Блещик, Н. П.** Структурно-механические свойства и реология бетонной смеси и прессвакуумбетона / Н. П. Блещик. – Минск : Наука и техника, 1977. – 232 с.
3. **Скрамтаев, Б. Г.** Способы определения состава бетона различных видов / Б. Г. Скрамтаев, П. Ф. Шубенкин, Ю. М. Баженов. – М. : Стройиздат, 1966. – 160 с.
4. **Баженов, Ю. М.** Способы определения состава бетона различных видов / Ю. М. Баженов. – М. : Стройиздат, 1975. – 272 с.
5. **Сизов, В. П.** Проектирование составов тяжелого бетона / В. П. Сизов. – М. : Стройиздат, 1979. – 144 с.
6. **Сторк, Ю.** Теория состава бетонной смеси / Ю. Сторк. – Л. : Стройиздат, 1971. – 238 с.
7. **Шмигальский, В. Н.** Оптимизация составов цементобетонов / В. Н. Шмигальский. – Кишинев : Штиинца, 1981. – 124 с.
8. **Шалимо, М. А.** Лабораторный практикум по технологии бетонных и железобетонных изделий : учеб. пособие / М. А. Шалимо. – Минск : Выш. шк., 1987. – 196 с.
9. **Шлаен, М. Ш.** Концепция оптимального проектирования бетона / М. Ш. Шлаен // Бетон и железобетон. – 1992. – № 1. – С. 15–16.
10. **Ушеров-Маршак, А. В.** Информационная технология бетона ускоренного твердения / А. В. Ушеров-Маршак, А. Г. Синякин // Бетон и железобетон. – 1994. – № 6. – С. 2–4.
11. **Краковский, М. Б.** ЭВМ-программа для контроля, учета и регулирования производства бетона / М. Б. Краковский, М. И. Бруссер // Бетон и железобетон. – 2000. – № 1. – С. 8–9.
12. **Горшков, В. А.** Автоматизированное рабочее место для заводской лаборатории / В. А. Горшков, Э. Г. Соркин // Бетон и железобетон. – 2000. – № 3. – С. 23–26.
13. **Ушеров-Маршак, А. В.** «Термобетон-М» – информационная технология монолитного бетона / А. В. Ушеров-Маршак, Ю. Б. Гиль, А. Г. Синякин // Бетон и железобетон. – 2000. – № 4. – С. 2–5.
14. **Бабицкий, В. В.** Многофакторное проектирование состава бетона / В. В. Бабицкий, Я. Н. Ковалев // Материалы, технологии, инструменты. – 2005. – № 1. – С. 67–71.
15. **СНиП 5.01.23–83.** Типовые нормы расхода цемента для приготовления бетонов сборных и монолитных бетонных, железобетонных изделий и конструкций. – М. : Стройиздат, 1985. – 44 с.
16. **Бабицкий, В. В.** Прогнозирование степени гидратации цемента с химическими добавками / В. В. Бабицкий // Материалы, технологии, инструменты. – 2005. – № 1. – С. 76–79.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 21.01.2009

N. V. Sukhadoeva, V. V. Babitski
Technique of concrete structure designing

The universal technique of concrete structure designing, taking into account hardening conditions of products and also influence of chemical additives is offered in the article.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 614.8.086:331.453:66

И. С. Асаенок, д-р мед. наук, проф., Е. Е. Кученева

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТЬЮ ТРУДА НА ХИМИЧЕСКИ ОПАСНЫХ ОБЪЕКТАХ

В статье обосновывается необходимость модернизации системы управления безопасностью труда на химических предприятиях на основе оценки и анализа профессионального риска. Предложена модель многоуровневой системы управления профессиональным риском, включающая четыре уровня принятия управленческих решений на разных этапах функционирования промышленного объекта.

Введение

В условиях переходной экономики наше государство, несмотря на многочисленные трудности, придерживается социально направленной политики, одним из важнейших направлений которой является комплекс вопросов условий и охраны труда. Главная цель данной политики – защитить здоровье работника и обеспечить безопасность труда путем внедрения системы управления профессиональными рисками на каждом рабочем месте. Неблагоприятные условия труда являются причиной высокого уровня производственного травматизма и профессиональных заболеваний.

Согласно данным Международной организации труда (МОТ) по причинам, связанным с профессиональной деятельностью, ежегодно в мире погибает около 2 млн человек, более 160 млн получают заболевания, связанные с трудовой деятельностью. В каждом третьем случае болезнь приводит к потере трудоспособности на четыре и более рабочих дней. Экономический ущерб от аварийности, травматизма и профессиональных заболеваний на производстве в промышленно развитых странах достигает 7–10 % валового национального продукта [6].

В целом, в настоящее время в Рес-

публике Беларусь (РБ) наблюдается положительная динамика снижения производственного травматизма, коэффициент частоты которого снизился с 1,8 в 2001 г. до 1,42 в 2004 г. на 1000 работающих, или на 21 %, численность лиц, у которых впервые установлены профессиональные заболевания, сократилась на 23,4 % [2–4, 7].

По данным Департамента госинспекции труда РБ основными причинами производственного травматизма стали: неудовлетворительная организация рабочих мест (19 %), эксплуатация неисправных, не соответствующих требованиям безопасности труда машин, механизмов и оборудования (15,8 %), нарушение потерпевшими трудовой и производственной дисциплины, требований по охране труда (10 %), воздействие опасных и вредных производственных факторов (8,5 %). Каждый десятый случай травмы с тяжелым исходом произошел с работником, находившимся на рабочем месте в состоянии алкогольного опьянения [4, 7].

Неблагоприятные условия труда обуславливают профессиональную заболеваемость работников. В 2004 г. выявлено 226 случаев профессиональных заболеваний, что на 40 случаев больше,

чем в 2003 г. Свыше 80 % профессиональных заболеваний регистрируются в промышленном секторе. Анализ показывает, что 44,6 % заболеваний возникают от воздействия промышленных аэрозолей, 43,1 % – физических факторов и 6,2 % – химических факторов [2, 3].

При этом реальная картина может быть еще хуже, так как официальным статистическим наблюдением охвачено около 45 % трудящихся. Более того, статистика не учитывает растянутые во времени причинно-следственные связи вредных факторов с повреждением здоровья трудоспособного населения: производственно-обусловленную заболеваемость, снижение иммунитета, ускоренное старение и нарушения репродуктивных функций трудящихся и т. д., уровень которых превышает 70 % всех рисков утраты здоровья работников под воздействием неблагоприятных производственных факторов [9].

Изложенное выше свидетельствует о необходимости комплексного системного подхода к решению проблем безопасности труда, дальнейшего совершенствования законодательства в этой области, осуществления профилактических мер, направленных на предупреждение производственного травматизма и профессиональной заболеваемости.

Основная часть

Проведенный нами анализ аварий, инцидентов на опасных промышленных объектах показал, что одна из основных причин аварийности – недостаточная эффективность работы системы управления предприятием и, в первую очередь, системы управления безопасностью труда (СУБТ). В этой связи актуальной на данном этапе является задача совершенствования управления охраной труда на предприятии, адаптации ее для современных условий ведения бизнеса в новых сферах развития экономики, приведение норм в области безопасности и охраны труда в соответствие с международными стандартами.

В Республике Беларусь уже проделана определенная работа по усовершенствованию системы управления охраной труда. Об этом свидетельствует ряд принятых в последнее время национальных стандартов, а именно: СТБ 18001–2005 *Система управления охраной труда. Общие требования* и СТБ 18002–2005 *Система управления охраной труда. Руководство по применению СТБ 18001–2005*, разработанных на основе международных и общеевропейских норм OHSAS 18001:1999 *Система менеджмента профессионального здоровья и безопасности. Спецификация* и OHSAS 18002:2000 *Системы управления охраной труда и здоровья на рабочем месте*. Целью данных документов является достижение построения системы управления рисками, оказывающими воздействие на здоровье и жизнь работника в производственном процессе [8].

Проведенные нами исследования на многих химических предприятиях республики по оценке рабочих мест с вредными и опасными условиями труда показали, что с ростом промышленного производства растут показатели травматизма и профессиональных заболеваний на производстве. При этом следует отметить, что при расследовании и учете несчастных случаев основной акцент делается на смертельных и тяжелых несчастных случаях, меньший – на легких травмах и совсем не принимаются во внимание (не расследуются и не учитываются) микротравмы, профессионально обусловленные заболевания и, следовательно, не подвергаются анализу и управлению опасные и вредные факторы и риски, наносящие ущерб не только здоровью работника, но и предприятию.

Основная цель любого производства – получение прибыли. Однако в ходе производственной деятельности выявляются факторы, отрицательно влияющие на данный показатель. Это относится к различным видам опасностей, которые могут привести к аварии-

ям, несчастным случаям и заболеваниям. Вследствие несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний общество несет большие экономические потери. Так, к примеру, в 2004 г. из-за травматизма на производстве потеряно 178,2 тыс. чел.-дн. Страховые выплаты по обязательному страхованию от несчастных случаев на производстве и

профессиональных заболеваний составили 52,5 млрд р., затраты на компенсации по условиям труда – 272,0 млрд р. [7, 9]. Проведенные исследования промышленного риска на химических объектах, анализ данных [1, 5, 7, 9] позволили разработать схему оценки влияния опасностей на формирование ущерба предприятию (рис. 1).

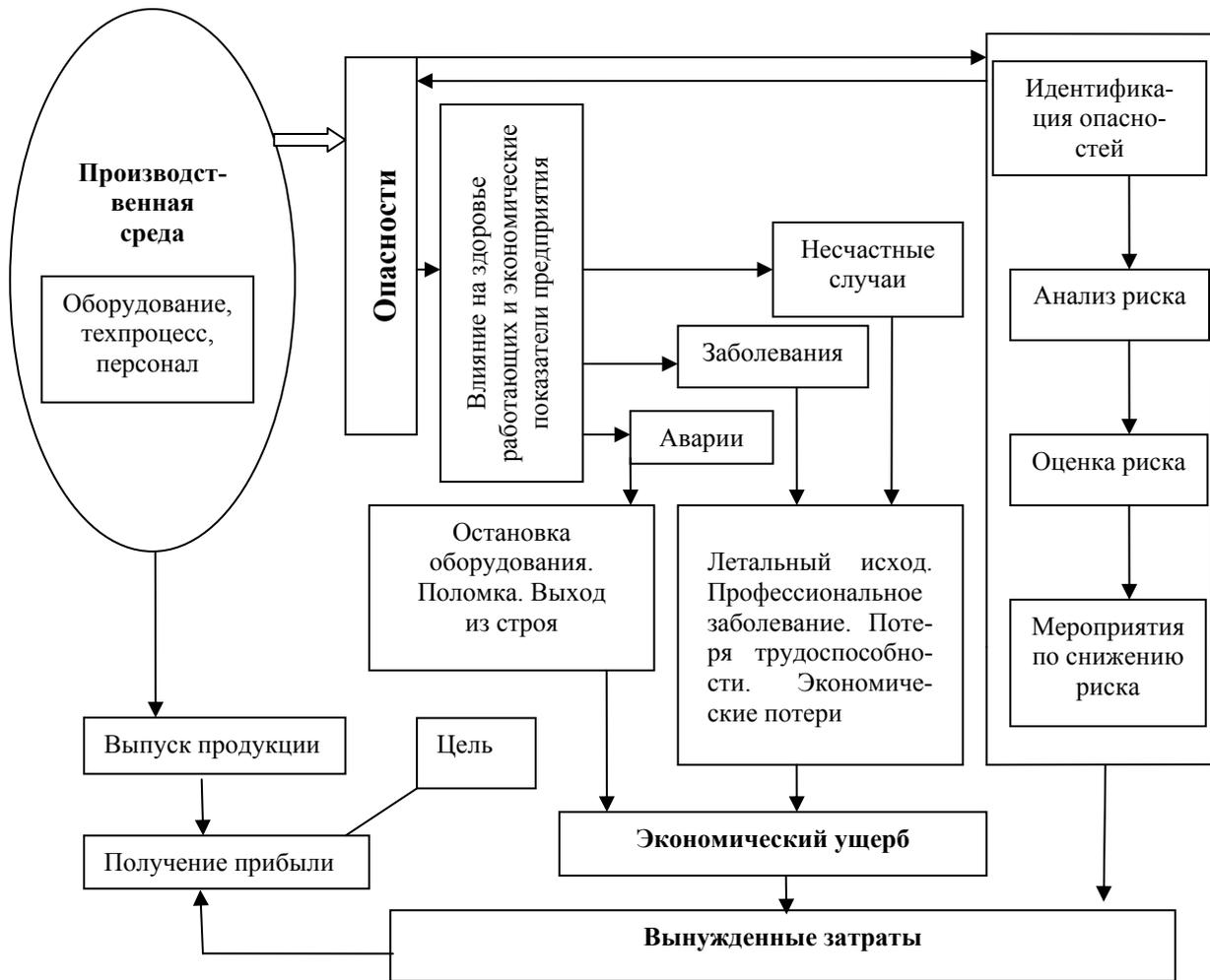


Рис. 1. Схема оценки влияния опасностей на формирование ущерба предприятию

Как видно из приведенной схемы, авария может стать причиной остановки или выхода из строя оборудования и повреждения здоровья. Несчастный случай и заболевание ведут к потере работоспособности или гибели работника и, следо-

вательно, к потере рабочего времени. В итоге и авария, и несчастный случай, и заболевания приводят к экономическому ущербу, снижению прибыли предприятия. Минимизировать затраты на покрытие ущерба от аварий и несчаст-

ных случаев возможно при снижении уровня риска посредством процедур идентификации опасностей, оценки и анализа риска, разработки мероприятий по его снижению. Наибольший эффект при этом будет достигнут, если меры принимаются на этапе формирования рисков (рис. 2).

Из представленной схемы видно, что уменьшить степень опасности профессионального риска можно и нужно, воздействуя на производственные процессы на стадии их формирования, т. е. через процедуры управления персоналом, тех-

ническое обслуживание, технологическую и трудовую дисциплину, создание благоприятных условий труда и т. д. Сформированные же профессиональные риски реализуются чаще и приводят к негативным последствиям в виде производственных травм, заболеваний с временной утратой трудоспособности, производственным авариям. Чтобы исправить такое положение, необходимо придать управлению рисками превентивный характер и профилактическую направленность.

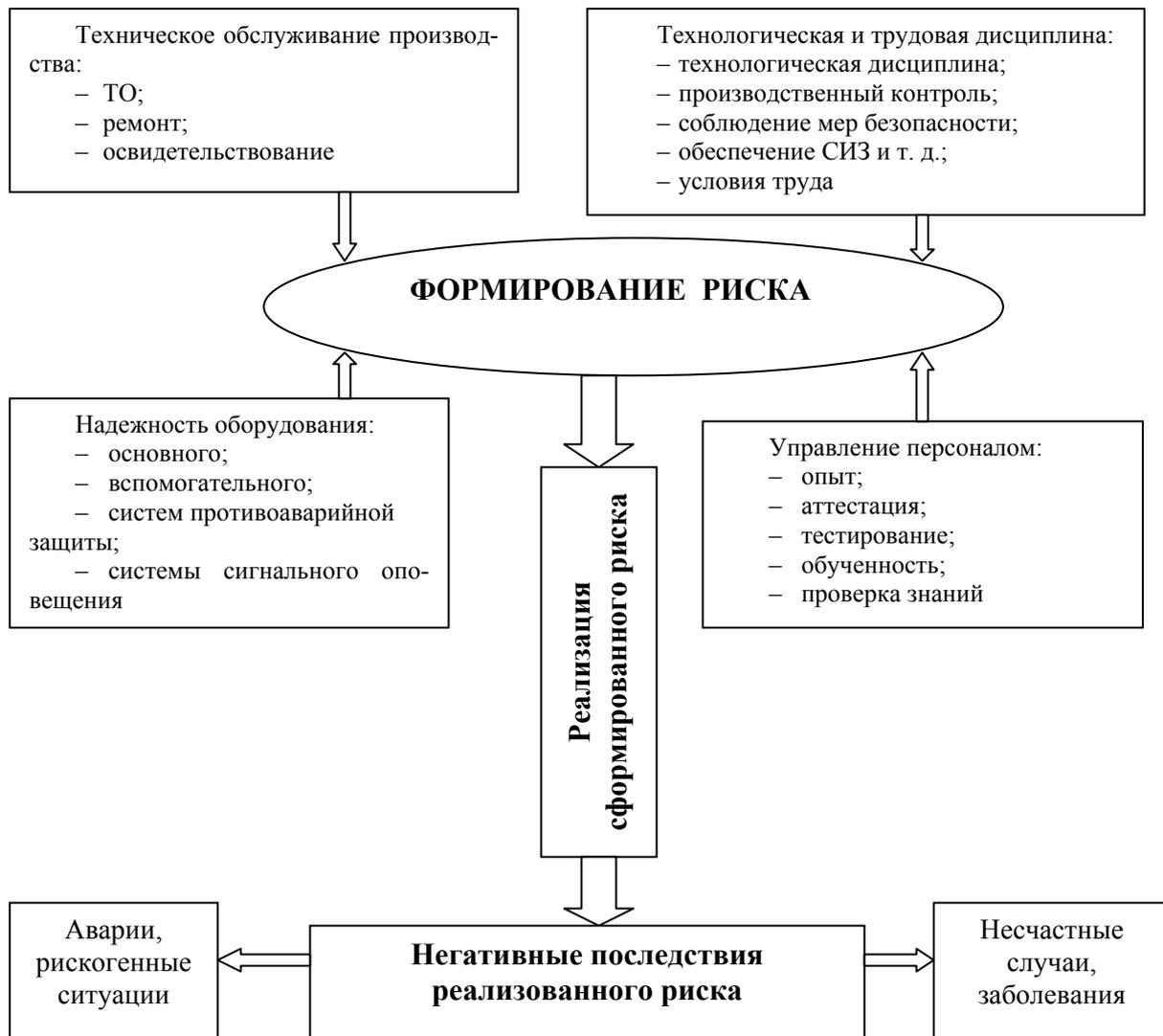


Рис. 2. Схема формирования и реализации рисков на промышленном объекте

Современное производство необходимо рассматривать и как тесную взаимосвязь техники, технологий с биологическими и социально-психологическими факторами жизнедеятельности человека. С учетом того, что уровень безопасности производственного объекта определяется интегральной характеристикой всех составляющих профессионального риска, возникает необходимость в их комплексном анализе и управлении. В укрупнен-

ном виде под управлением производственным процессом понимается учет различных форм и методов воздействия на источники риска с использованием всего технического, экономического и административного потенциала предприятия, а также иных структур государства для достижения безопасных условий труда на рабочих местах и минимизации вредного их воздействия на производственную среду (рис. 3).



Рис. 3. Схема анализа производственного процесса и формирования факторов риска

Как видно из рисунка, выявление и оценка профессиональных рисков осуществляется путем воздействия инженерно-технических, организационно-технологических и других мероприятий с учетом проявляющихся рискогенных ситуаций. Данные процессы осуществляются на основании социально-гигиенического, технико-технологического мониторинга и аналитического контроля.

Оценка совокупного риска для здоровья работника на промышленном объекте проводится для того, чтобы путем эффективного управления процессом формирования риска, его выявления, оценки последствий реализованного риска добиваться максимального снижения воздействия его на работников, население, которое проживает в зоне расположения промышленного предприятия.

Управление риском включает систему разработки и принятия нормативно-правовых, административных, социально-экономических, технических, санитарно-гигиенических подходов и мер, направленных на минимизацию негативного воздействия факторов производственной среды на здоровье работников.

Можно условно выделить несколько групп, методов или механизмов в процессе управления:

– социальные методы. Их следует отнести к пусковому механизму, который дает толчок к поиску и разработке управленческих решений. Именно негативные социальные факторы в работе организации (заболеваемость, травматизм, инвалидность, гибель людей) диктуют необходимость поиска причин риск-ситуации, а также путей ее улучшения;

– экономические механизмы в управлении безопасностью и рисками, тесно увязанные с социальными методами. Исследования экономических методов управления безопасностью производства предусматривают определение экономического ущерба, наносимого опасными и вредными факторами в условиях производства, который можно назвать ценой риска. Ее формируют такие негативные показатели производства, как низкая производительность труда работников, обусловленная неблагоприятными факторами трудового процесса, производственной среды, потери рабочего времени по болезни, травмы, ухудшение качества труда (качества выпускаемой продукции) и др. В данном случае общий подход для оценки экономического ущерба основан на концепции, предполагающей наличие линейной связи между социальными и экономическими показателями ущерба;

– нормативно-правовые методы в технологии управления, регламентирующие границы необходимых действий административного, экономического, социального характера. Эти методы устанавливают, прежде всего, «цены риска» – допустимого, условно допустимого, недо-

пустимого и т. д.

На основании вышеизложенной теории управления промышленным объектом нами была разработана структурированная многоуровневая система управления профессиональным риском, учитывающая основные группы его факторов. Воздействуя на эти факторы (устраняя или минимизируя их негативное воздействие на здоровье работающего), можно достигнуть безопасного (приемлемого) уровня профессионального риска (рис. 4).

Как видно из рисунка, система управления безопасностью труда представляет собой комплекс управленческих решений, принимаемых на разных этапах функционирования промышленного объекта. Система включает четыре уровня управления профессиональными рисками.

Первый уровень управления рисками нацелен на максимальное выявление и исключение причин, формирующих опасности производственной среды, на этапе ввода в эксплуатацию промышленного объекта, цеха, участка, процесса, внедрения новой техники и технологий, подбора персонала.

Второй уровень управления рисками работает при изменении, модернизации и совершенствовании техники, оборудования, технологических процессов и производства. Он включает оценку групп факторов, влияющих на формирование рисков, и направлен на улучшение организации и условий труда. Механизм второго уровня управления предусматривает устранение неблагоприятных факторов производственной среды, влияющих на формирование рисков. Выделяется пять основных групп факторов:

1) факторы, формирующие физическую тяжесть труда (вынужденное перемещение в пространстве; мощность выполняемой работы; статические нагрузки; разовая величина груза, поднимаемого вручную; динамические нагрузки).

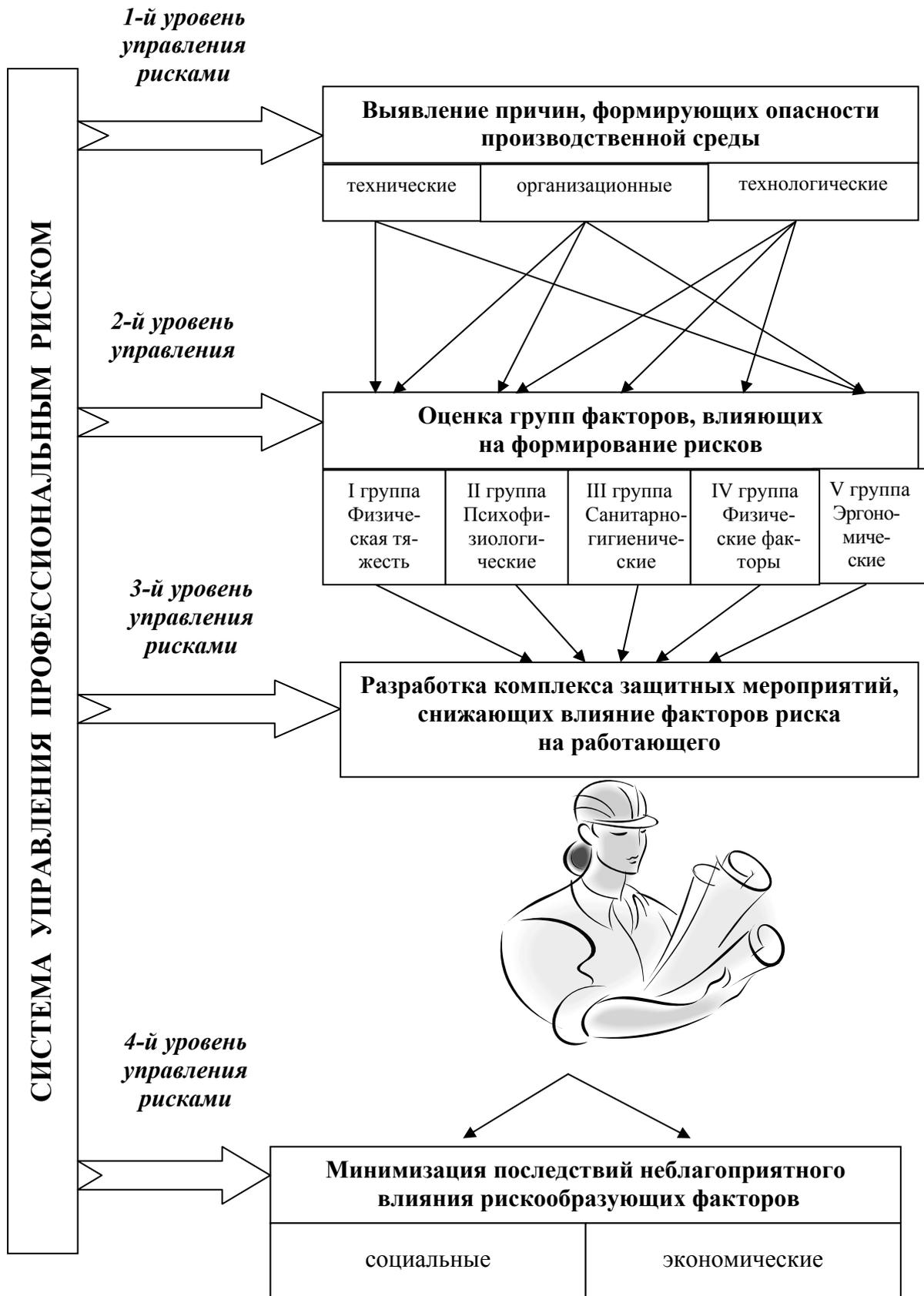


Рис. 4. Разработанная модель многоуровневой системы управления профессиональным риском

Анализируя данную группу, в зависимости от наличия и объема факторов, можно судить об уровне автоматизации и механизации производства, состояния оборудования и других технических средств;

2) психофизиологические факторы (сменность; физический дискомфорт; эстетический дискомфорт; эмоциональное напряжение; монотонность труда; напряженность анализируемых функций; напряженность внимания).

Анализ данной группы позволяет сделать вывод о целесообразности изменения характера обслуживания технологического процесса с учетом физиологических и психофизиологических особенностей и возможностей работающих, организации режима труда и отдыха;

3) санитарно-гигиенические факторы (вредные химические, биологические вещества (опасности класса 1–4) в воздухе рабочей зоны; микроклимат помещения; аэризация воздуха; освещенность).

Наличие данных факторов говорит о необходимости модернизации оборудования, совершенствования технологии производства и транспортировки сырья и изделий, реконструкций производства;

4) физические факторы (шум, вибрация; атмосферное давление; инфразвук, ультразвук; электромагнитные, электрические, электростатические поля; лазерное, ионизирующее, ультрафиолетовое излучение).

Учет и анализ перечисленных факторов характеризуют технологический процесс, особенности предметов и средств труда, виды применяемой энергии, а также характер обслуживания технологических процессов;

5) эргономические факторы (рабочая поза; зона досягаемости органов управления; усилие при управлении).

Факторы данной группы характеризуют степень приспособления оборудования к работающему согласно эргономическим требованиям. Аналогично вышеперечисленным, анализ данной группы

факторов направлен на разработку мер по безопасности труда работника.

Третий уровень управления направлен на разработку и внедрение нормативно-правовых актов, регламентирующих организацию труда и производства, санитарно-гигиенические параметры окружающей человека производственной среды, профессиональную подготовку работника, режимов труда и отдыха, создание социально-психологического и здорового климата в коллективе, использование средств индивидуальной и коллективной защиты с учетом специфики промышленного объекта. На этом этапе разрабатывается стратегия реагирования на риск, принимаются меры по улучшению профессионального здоровья и безопасности работника.

Четвертый уровень характеризует проявленный риск в виде социальных и экономических последствий. Он включает комплекс медицинских, санаторно-оздоровительных и спортивных мероприятий, направленных на повышение устойчивости или сопротивляемости организма работника к воздействию неуправляемых рискообразующих факторов производственной среды, с целью минимизации последствий неблагоприятного влияния рискообразующих факторов.

Оптимальное функционирование СУБТ на химически опасных объектах, постоянное и комплексное снижение уровня риска, сохранение здоровья работников должно базироваться на развитии социального партнерства и совершенствовании социально-трудовых отношений между работодателями и работниками. В коллективных и трудовых договорах необходимо закрепление личного участия работников и их представителей в проводимой работодателем оценке рисков повреждения здоровья на рабочих местах, а также ответственности за реализацию мер, предусмотренных планами мероприятий по улучшению и оздоровлению условий

труда. В этой связи следует более активно вовлекать самих работников в процесс оценки своих профессиональных рисков, повышать личную ответственность за свое здоровье, исходя из основных принципов, к которым следует отнести:

- изучение системы воздействия выявленных рискообразующих факторов на производственную среду;

- анализ существующих методов защиты здоровья работающих и населения от действия вредных факторов риска;

- выявление всех возможных вариантов оптимизации технологий, их отдельных элементов с целью уменьшения риск-опасности;

- выбор обоснованных вариантов минимизации влияния вредного фактора с позиции «выгода-затраты».

На основе этих принципов решается многостадийная задача по снижению воздействия факторов риска на организм человека в производственной среде (рис. 5).

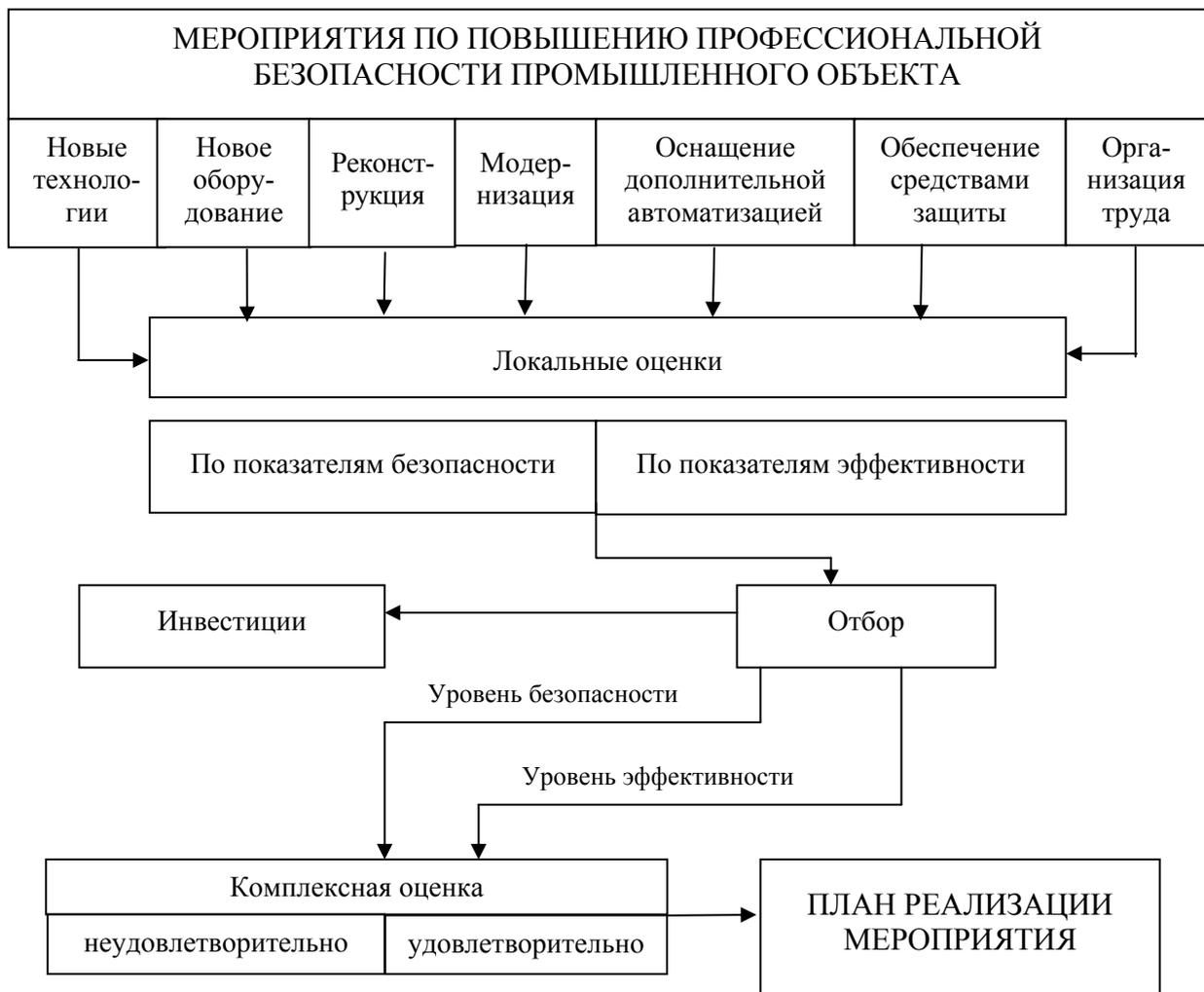


Рис. 5. Структурная схема выбора варианта оптимизации безопасности промышленного объекта

Из представленного рисунка видно, что реализация мероприятий по повышению профессиональной безопасности про-

мышленного объекта осуществляется на основании комплексной оценки уровня его безопасности, а также эффективности

предлагаемых мер профилактики.

Управлять профессиональным риском, а значит повышать безопасность промышленного объекта, можно и нужно комплексно, с учетом указанных уровней управления, что позволит устранить или максимально минимизировать риск для здоровья человека в процессе выполнения им трудовых обязанностей.

Вывод

Переход на новую модель управления безопасностью труда на химически опасных объектах позволит:

– обеспечить интеграцию системы управления безопасностью и охраной труда в общую систему управления организацией;

– усилить привлекательность организации для инвесторов за счет эффективной системы управления безопасностью труда, соответствующей международным стандартам;

– снизить внеплановые экономические потери организации, возникающие в результате аварий, несчастных случаев, профессиональных заболеваний, а также заболеваний с временной утратой трудоспособности;

– повысить уровень социального партнерства и создание здорового социального климата в организации и ее подразделениях, обеспечить вовлечение всего персонала в работу по обеспечению безопасности труда;

– улучшить, в целом, имидж организации на рынке, что повысит конкурентоспособность ее продукции и создаст преимущества в конкурентной борьбе.

I. S. Asaenok, E. E. Kucheneva Improvement of control system of labour safety on chemically dangerous objects

The article proves the necessity of modernization of control system of labour safety on chemical enterprises on the basis of occupational risk analysis. The model of multilevel system of occupational risk control is given in the paper. The system includes four levels of managerial decision making on different functional stages of industrial project.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Асаенок, И. С.** Среда обитания: риск, здоровье, экономика : монография / И. С. Асаенок. – Минск : Бестпринт, 2006. – 221 с.
2. **Гракович, Л. А.** Об итогах работы Департамента государственной инспекции труда, состоянии производственного травматизма в отраслях и регионах за первое полугодие 2004 г. / Л. А. Гракович // Охрана труда и социальное страхование. – 2004. – № 9. – С. 3–6.
3. **Гракович, Л. А.** Об итогах работы Департамента государственной инспекции труда и состоянии травматизма на производстве за 2004 год / Л. А. Гракович // Охрана труда и социальное страхование. – 2005. – № 2. – С. 4–10.
4. **Крылова, Е. Г.** Коллегия Департамента госинспекции труда подвела итоги / Е. Г. Крылова, В. Г. Глушанков // Охрана труда и социальное страхование. – 2005. – № 3. – С. 10–12.
5. **Ксандопуло, С. Ю.** Автоматизированная система управления безопасностью труда на предприятиях с опасными производственными объектами / С. Ю. Ксандопуло, С. Ю. Маринин, В. В. Новиков // Безопасность труда в промышленности. – 2006. – № 12. – С. 64–67.
6. Рекомендации Международной организации труда «О службах здравоохранения на предприятиях». – М., 1959. – № 12.
7. **Садовничий, А. П.** Доклад о соблюдении законодательства о труде, состоянии охраны труда на производстве в 2003 г. Департамента государственной инспекции труда / А. П. Садовничий // Охрана труда и социальное страхование. – 2004. – № 8. – С. 10–19.
8. **СУОТ 18001-2005, OHSAS 18001 : 1999.** Разработка. Внедрение. Консалтинг. Аудит. – Минск : Центр охраны труда и промышленной безопасности, 2007. – 113 с.
9. Оценки профессионального риска. Гармонизация законодательства Республики Беларусь, Российской Федерации и Европейского Союза в области охраны труда : тез. междунар. науч.-практ. конф., Брест, 28 сент.–1 окт. 2005 г. – Минск : ЦОТЖ, 2005. – 132 с.

Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники
Материал поступил 15.09.2008

УДК 502: 629.19

С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц., О. М. Лобикова

БИОСФЕРА И КОСМОС

Показано, что формирование биосферы Земли происходило и происходит при непрерывном воздействии Космоса. Проанализирована проблема взаимодействия Земли с кометами и астероидами. Отмечено, что в настоящее время человечество не обладает эффективной системой защиты нашей планеты от ударов космических тел.

В соответствии с современными представлениями межзвездное пространство представляет собой разреженную газопылевую среду, в 1 см^3 которой находится примерно одна частица (атом, молекула). В таком же объеме воздуха находится $2,7 \cdot 10^{19}$ частиц. В самых современных вакуумных камерах количество частиц в 1 см^3 не меньше $1 \cdot 10^3$.

Химический состав межзвездного газа достаточно хорошо исследован. Преобладают атомы водорода и гелия, атомов металлов сравнительно немного. В довольно заметных количествах присутствуют молекулы простейших соединений, например, CO, CN. Кроме газа, в состав межзвездной среды входит космическая пыль. Размеры пылинок составляют $10^{-3} \dots 10^{-5}$ мм. Газ и пыль в межзвездном пространстве перемешаны, причем средняя плотность газа почти в 100 раз выше средней плотности пыли. Космическая межзвездная среда существует в виде облаков с плотностью на порядок выше, чем средняя плотность данной среды. Эти облака расположены преимущественно в спиральных ветвях Галактики и участвуют в галактическом вращении. Окружная скорость некоторых из них достигает $6 \dots 8$ км/с. Наиболее плотные из газопылевых облаков наблюдаются как светлые или темные туманности. Масса межзвездного газа в нашей Галактике – Млечном Пути – приближается к $2 \cdot 10^{39}$ кг, что составляет чуть больше 1 % от полной массы Галактики, обусловленной, в основном, звездами [1, с. 39–41].

В конце 1963 г. в одной из туманно-

стей были обнаружены молекулы H_2O , довольно сложные многоатомные молекулы CH_3HCO , CH_3CN и др. Эти открытия, видимо, имеют отношение к важнейшей проблеме происхождения жизни во Вселенной. Возможно, в обозримом будущем будут найдены межзвездные молекулы ДНК и РНК.

Сравнительно недавно обнаружены межзвездные магнитные поля, напряженность которых почти в 10^5 раз меньше напряженности магнитного поля нашей планеты. Межзвездные магнитные поля играют решающую роль при образовании плотных газопылевых облаков, из которых образуются звезды. С этими полями тесно связаны первичные космические лучи, заполняющие межзвездное пространство. Исследования показали, что первичное космическое излучение представляет собой поток элементарных частиц с высокой энергией, причем более 90 % из них составляют протоны с энергией, достигающей до 10^{20} эВ ($1 \text{ эВ} = 10^{-19}$ Дж). Около 7 % – это α -частицы; примерно 2 % составляют электроны; на ядра более тяжелых элементов приходится менее 1 %. Эти частицы движутся вдоль силовых линий магнитных галактических полей по винтовым траекториям.

На высоте более 50 км от поверхности Земли наблюдается *первичное космическое излучение* постоянной интенсивности. С приближением к поверхности планеты интенсивность космического излучения возрастает из-за взаимодействия первичного излучения с атомными

ядрами воздуха. Это так называемое *вторичное космическое излучение*.

В составе вторичного космического излучения выделяют *мягкое и жесткое излучения*. Существенное влияние на живые организмы оказывает жесткое излучение, состоящее, в основном, из мюонов и обладающее высокой проникающей способностью. Жесткое излучение, вызывающее мутации, является существенным фактором, определяющим процесс эволюции живых организмов в биосфере.

Земля входит в планетную систему звезды спектрального класса G2 (желтый карлик) под названием Солнце. Солнце представляет собой раскаленный плазменный шар (диаметром $1,4 \cdot 10^9$ м), в котором происходит термоядерная реакция превращения водорода в гелий с выделением огромной энергии. Температура его поверхности примерно 5770 К, в недрах – более 10 млн К.

Мощность излучения (светимость) современного Солнца составляет $3,83 \cdot 10^{23}$ кВт. К Земле каждую секунду поступает только около $2 \cdot 10^{14}$ кДж энергии солнечного излучения. Этой энергии достаточно для обеспечения сложных процессов на нашей планете, в т. ч. и для существования жизни. Химический состав Солнца представлен, в основном, водородом (90 %) и гелием (около 10 %), содержанием всех остальных элементов – крайне незначительно. Масса Солнца, равная $2 \cdot 10^{30}$ кг, в 750 раз больше массы всех планет Солнечной системы и в $3,3 \cdot 10^5$ раз – массы Земли.

Солнце светит не абсолютно ровно и постоянно. На его поверхности возникают солнечные пятна – области с относительно более низкой температурой. С солнечными пятнами связана так называемая солнечная активность, период которой примерно 11 лет. Кроме того, наблюдаются солнечные вспышки – внезапное увеличение солнечной светимости. Первым о солнечной вспышке сообщил в 1859 г. английский астроном Р. Кэррингтон. Сразу после сообщения начали посту-

пать сведения о странном поведении стрелок магнитных компасов и увеличении яркости северных сияний. С тех пор была твердо установлена связь между такими магнитными бурями и солнечными вспышками.

При вспышках происходит выброс в космическое пространство значительного количества субатомных частиц. Поскольку вспышки на поверхности Солнца происходят постоянно, то оно окружено сферой заряженных частиц высоких энергий от 0,5 до $2 \cdot 10^9$ эВ. Это так называемый солнечный ветер, скорость которого может достигать более 700 км/с. Приближаясь к Земле, заряженные частицы взаимодействуют с ее магнитным полем. В соответствии с известным законом физики на эти частицы действует сила Лоренца (рис. 1). В результате вокруг Земли образуется область заряженных частиц повышенной плотности, называемая *областью захваченной радиации*.

В космическое излучение вносит вклад не только солнечный ветер, магнитное поле которого модулирует его приток. Вклад в образование космического излучения вносят все звезды нашей Галактики, а также и других галактик. Известно, что сверхновые звезды при вспышках могут выбрасывать до 0,01 % своей массы. При этом происходит выброс субатомных частиц с колоссальной энергией, превосходящей энергию частиц солнечного ветра в 10^9 раз. Например, в соответствии с китайскими хрониками, в июле 1054 г. на небе появилась «Звезда – гость». Она была настолько яркой, что ее видели даже днем в течение нескольких месяцев. Затем она постепенно погасла. В 1754 г. французский астроном Ш. Месье обнаружил на этом месте туманность, которая впоследствии была названа Крабовидной (рис. 2). На сегодня установлено, что скорость разлета образующих ее газов достигает 1500 км/с. Все это дает основания утверждать, что Крабовидная ту-

манность не что иное, как остаток грандиозной космической катастрофы – вспышки сверхновой в 1054 г. В настоя-

щее время известно более 600 сверхновых звезд, находящихся вне нашей Галактики.

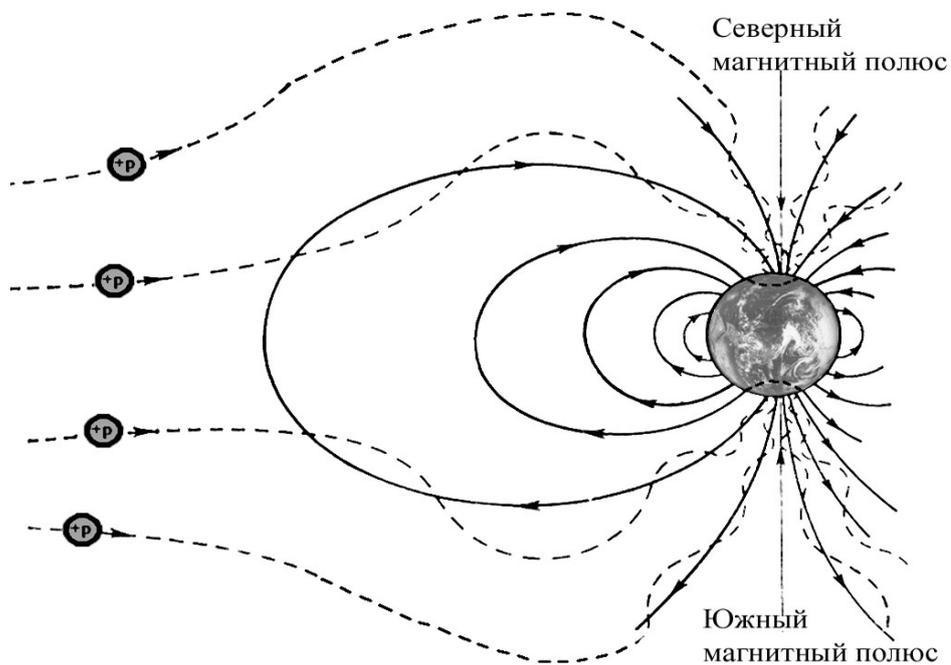


Рис. 1. Схема взаимодействия частиц космического излучения с магнитным полем Земли



Рис. 2. Крабовидная туманность

Космические частицы, возникающие при вспышках звезд и иных процессах в бескрайних просторах Космоса, взаимодействуют с магнитными полями различных космических объектов, изменяют свои первоначальные траектории. Поэтому наблюдается широкий спектр энергетических уровней частиц. Замечена определенная зависимость между солнечной активностью и процессами жизнедеятельности растений и животных, состоянием здоровья, погодно-климатическими аномалиями. Значительный вклад в изучение этих процессов внес замечательный русский биофизик А. Л. Чижевский.



А.Л. Чижевский
(1897-1964)

Он отмечал, что космический мир и мир земной биосферы представляют собой единое целое. «Жизнь ... в значительно большей степени есть явление космическое, чем земное. Она создана воздействием творческой динамики космоса на инертный материал Земли», – писал Чижевский в книге «Земное эхо солнечных бурь» [2, с. 33]. В 1918 г. он открыл биогенное действие электрических зарядов на организм. Чижевский первым

установил, что отрицательные ионы кислорода благотворно действуют на все функции организма, улучшают состояние здоровья, излечивают многие заболевания, продлевают жизнь. Вместе с тем следует отметить, что эта взаимосвязь изучена крайне недостаточно и еще ждет своих исследователей.

Также происходит взаимодействие Земли с малыми космическими телами. На Землю попадает космическая пыль, метеориты и отдельные атомы, а из атмосферы Земли в космическое пространство уходят атомы легких газов – водорода и гелия («дыхание Земли» по выражению В. И. Вернадского).

Большую экологическую опасность для биосферы Земли представляют астероиды и кометы. В последние годы происходит революция в открытии малых небесных тел. Если в XIX в. было открыто около 400 астероидов, то в XXI в. благодаря автоматическим системам слежения за звездным небом ученые открывают более тысячи крупных астероидов в месяц. В настоящее время имеют порядковые номера 130 тысяч астероидов и 15 тысячам из них даны свои названия.

Встречный удар космического тела диаметром около 1 км с Землей равносильно одновременному взрыву всех ядерных и термоядерных бомб, накопленных на данное время. При ударе космического тела диаметром 10 км происходит экологическая катастрофа с уничтожением до 90 % всей флоры и фауны. В месте удара температура повышается до 1000 °С и более, возникают массовые пожары и разрушения. В атмосферу попадают миллиарды тонн пыли и сажи, она становится непроницаемой для солнечных лучей. Наступает резкое похолодание, и минусовая температура удерживается на Земле от нескольких месяцев до нескольких лет. От мощнейшего удара литосферные плиты Земли приходят в движение, что приводит к многочисленным землетрясениям

и извержениям вулканов. В воздух попадает огромное количество метана, который воспламеняется от молний и огненной лавы, что порождает пожары в планетарном масштабе. Содержанием углекислого газа в атмосфере увеличивается, нарастает парниковый эффект и средняя температура тропосферы повышается на несколько градусов. Живые организмы при этом подвергаются значительным перепадам климата. Далеко не все представители флоры и фауны могут выдержать такое испытание. Например, переход от умеренного климата к полярному, а затем – к тропическому не под силу высшим животным и растениям. На восстановление биоты (сложившейся совокупности флоры, фауны и микроорганизмов) при такой катастрофе необходимо несколько миллионов лет.

Столкновение с космическим телом, диаметр которого 100 км и более, может привести к разрушению планеты вплоть до ее раскола на несколько частей. Очевидно, что речи о сохранении биосферы при этом быть не может.

В настоящее время известно около 20 космических тел астероидного типа с поперечником от 50 см до 50 км, орбиты которых расположены вблизи орбиты нашей планеты. Вероятностные расчеты показывают, что столкновение Земли с крупным космическим телом (диаметром 5...10 км) происходит через каждые 60...100 млн лет, диаметром 1 км – через миллион лет, около 100 м – через 5 тыс. лет, менее 100 м – через 300 лет. Ежегодно на Землю попадает около 200 тыс. т космического вещества.

Ранее считалось, что цветущие города древних цивилизаций Египта, Китая, Индии, Месопотамии разрушены землетрясениями, извержениями вулканов и войнами. Британские ученые Б. Пейсер и В. Клюб проанализировали почти 500 раскопок в местах древних цивилизаций. Следов вулканической и сейсмической активности найти не удалось, зато было обнаружено семь кратеров, напоминаю-

щих воронки от ударов метеоритов, возрастом примерно 4500 лет. Б. Пейсер и В. Клюб сделали вывод, что в это время на Землю обрушились удары потока метеоритов, приведших к значительным климатическим изменениям. В результате практически одновременно исчезли цивилизации в различных регионах земного шара.

Астрофизики Оксфорда подтвердили это предположение. Они обнаружили на орбите Юпитера скопление метеоритов, которые каждые 3 тыс. лет сталкиваются с Землей. По их мнению, эти метеориты догнали Землю в 500 г. Удар был меньшей силы, чем 4500 лет назад, хотя и вызвал внезапное наводнение на Ближнем Востоке.

В 1997 г. ученые Принстонского университета А. Фишер и М. Артур впервые выдвинули гипотезу о том, что неоднократная массовая гибель флоры и фауны на Земле вызывалась столкновением с крупным небесным телом. Палеонтологи Д. Рол и Дж. Сенковски установили, что примерно через каждые 26...27 млн лет происходила гибель значительного числа животных и растений.

В настоящее время наиболее изучено пять случаев массовой гибели представителей животного и растительного мира, произошедшие за последние 500 млн лет. Свидетельства этих потрясений хранятся в пластах земной коры, относящихся к тем периодам.

Первая катастрофа произошла примерно 439 млн лет назад в ордовикосилурийском периоде. В результате погибло до 25 % морских животных и 60 % морских растений (в то время жизнь еще практически не вышла на сушу).

Второй случай относят к концу девонского периода. Примерно 364 млн лет назад погибло около 22 % животных и 57 % флоры.

Третью, считающейся самой крупной, катастрофу относят к пермско-триасовому периоду. Около 250 млн лет

назад не стало 95 % живых организмов.

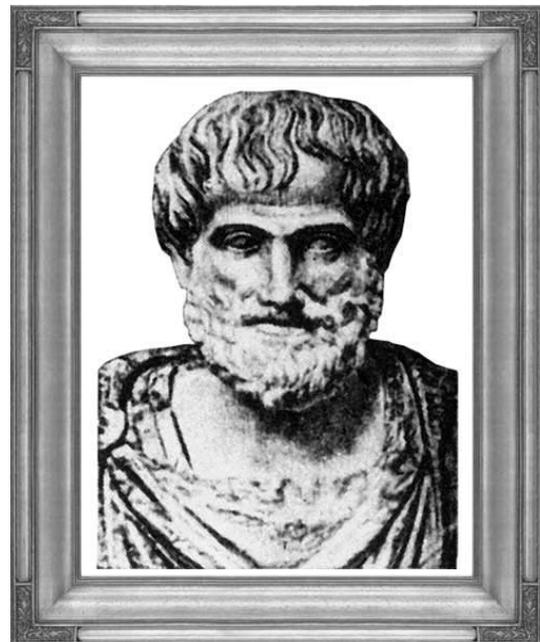
Четвертый катаклизм, произошедший примерно 214 млн лет назад в конце триасового периода, унес жизни 22 % морской фауны и 52 % морской флоры и до 60 % сухопутных организмов. Эта планетарная катастрофа достаточно изучена. При исследовании литосферы на островах Королевы Шарлотты (Канадская провинция, Британская Колумбия) в слоях, относящихся к более раннему периоду, ученые обнаружили резкое падение содержания углерода, появляющегося при разложении останков живых организмов. Ученые предположили, что причиной является массовая гибель перед этим живых организмов.

Последняя, наиболее изученная катастрофа, случилась 65 млн лет назад в третично-меловом периоде. Массовая гибель динозавров, летающих рептилий, водорослей и планктона была вызвана падением на Землю крупного астероида диаметром около 15 км в районе мексиканского полуострова Юкатан. В 1980 г. группа американских ученых под руководством У. Альвареса, изучая скальные породы, возраст которых насчитывал 65 млн лет, обнаружила, что содержание иридия в них в 25 раз больше, чем в более старых и более молодых породах. К тому времени было достаточно известно, что редкий химический элемент иридий в больших концентрациях присутствует в космических телах. Сопоставив эти данные со временем вымирания рептилий, У. Альварес предположил, что причиной этой экологической катастрофы является столкновение Земли с крупным астероидом. В начале 90-х гг. XX в. с помощью космических спутников в Мексике был обнаружен гигантский кратер диаметром 200 км, «возраст» которого примерно совпадает со временем вымирания динозавров [3, с. 65–70].

Помимо больших планет и астероидов вокруг Солнца движутся **кометы** (греч. *cometa* – волосатая, длинноволосая). При сближении с Солнцем комета

нагревается, ее вещество испаряется, образуя яркий хвост.

Появление большинства комет непредсказуемо. С незапамятных времен люди обращали на них внимание. Невозможно не заметить редкостного зрелища, когда на небе видно туманное светило, иногда настолько яркое, что может сверкать сквозь облака, затмевая даже Луну. Аристотель считал, что «сухая пневма» (газы) Земли поднимается к границам атмосферы, попадает в сферу небесного огня и воспламеняется – так образуются «хвостатые звезды». Он утверждал, что кометы вызывают сильные бури, засуху. Данные представления были общепризнанными в течение двух тысячелетий. В средние века кометы считались предвестниками войн и эпидемий. Так, вторжение норманнов в Южную Англию в 1066 г. связывали с появлением в небе кометы Галлея. С появлением в небе кометы ассоциировалось и падение Константинополя в 1456 г.



Аристотель
(384–322 до н. э.)

Начало исследованиям орбит комет положил Тихо Браге. Наблюдая в 1577 г. за кометой, он установил, что она движется далеко за орбитой Луны. Значительный вклад в открытие комет внес служащий Парижской обсерватории Ш. Мессье. Он составил первый каталог туманностей и звездных скоплений для того, чтобы при поиске комет не принимать далекие туманные объекты за новые кометы. За 39 лет наблюдений он открыл 14 новых комет.

В первой половине XIX в. среди исследователей комет особенно отличился Ж. Понс. Вначале сторож Марсельской обсерватории, а позднее ее директор соорудил небольшой любительский телескоп и, следуя примеру своего соотечественника Ш. Мессье, занялся поисками комет. За 26 лет он открыл 33 новых кометы. В настоящее время в среднем открывается около 20 комет в год. Доступно наблюдениям по-

рядка 50 комет, а за всю историю человечества наблюдалось около 2000 их появлений. Орбиты большинства комет – сильно вытянутые эллипсы. В 1702 г. Э. Галлей доказал, что кометы 1531, 1607 и 1682 гг. имеют одну и ту же орбиту, т. е. это одна и та же комета (рис. 3). Период обращения вокруг Солнца этой кометы, названной «комета Галлея», примерно 76 лет; большая полуось орбиты составляет 17,8 а. е. (а. е. – астрономическая единица, равна среднему расстоянию от Земли до Солнца, т. е. 149 600 км), эксцентриситет – 0,97 а. е., наклонение орбиты к плоскости эклиптики – 162,2°, расстояние в перигелии – 0,59 а. е. Последняя дата прохождения перигелия – 1986 г. В 2006 г. комета Галлея находилась за орбитой Нептуна.



Рис. 3. Комета Галлея в ночном небе (март 1986 г.)

Комета Хейла-Боппа (рис. 4) была открыта одновременно двумя астрономами-любителями в 1995 г. С помощью телескопа им. Хаббла в атмосфере кометы был обнаружен гидроксил OH, образующийся в результате распада молекул воды под воздействием ультрафиолетового излучения Солнца. Мощным радиотелескопом на Гавайских островах в комете зарегистрировано излучение молекул цианистой кислоты, которая является сильнейшим ядом. В ее газовой оболочке уста-

новлено наличие и молекул других веществ, характерных для состава комет, например, угарного газа, продуктов распада аммиака. По оценкам специалистов, диаметр ядра кометы Хейла-Боппа не менее 50 км, т. е. оно массивнее ядра кометы Галлея почти в 100 раз. 23 марта 1997 г. комета прошла на кратчайшем расстоянии от Земли – 196 млн км, а затем стала удаляться от Солнца. Период обращения кометы – 3000 лет.



Рис. 4. Комета Хейла-Боппа (март 1997 г.)

Кометы – самые многочисленные небесные тела Солнечной системы. По оценкам астрономов, на далеких окраинах Солнечной системы, в так называемом облаке Оорта – гигантском сферическом скоплении кометного вещества – сосредоточено около $10^{12} \dots 10^{13}$ комет, обращающихся вокруг Солнца на расстояниях от 3000 до 160 000 а. е., что составляет половину расстояния до ближайших звезд. Под влиянием возмущений ближайших звезд некоторые кометы навсегда покидают Солнечную систему. Другие, наоборот, по сильно вытянутым орбитам устремляются к Солнцу, где под действием тяготения

планет-гигантов переходят на эллиптические орбиты.

Опасность столкновения Земли с космическим телом имеет реальные основания. Комета Шумейкеров-Леви-9 в 1992 г. сблизилась с Юпитером и была «захвачена» его гравитационным полем. Комета развалилась на несколько частей, которые в июле 1994 г. обрушились на поверхность Юпитера, вызвав фантастические эффекты в атмосфере планеты (рис. 5). Наблюдения астрофизиков показали, что температура в эпицентре взрывов достигала $30\,000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Специалисты считают, что при прямом

ударе этой кометы без предварительного распада на части могла бы нарушиться устойчивость Солнечной системы. Понимая важность этой проблемы, Конгресс США поручил NASA (Национальная ад-

министрация по авиации и освоению космоса) каталогизировать и отслеживать все кометы и астероиды, пересекающие орбиту Земли.

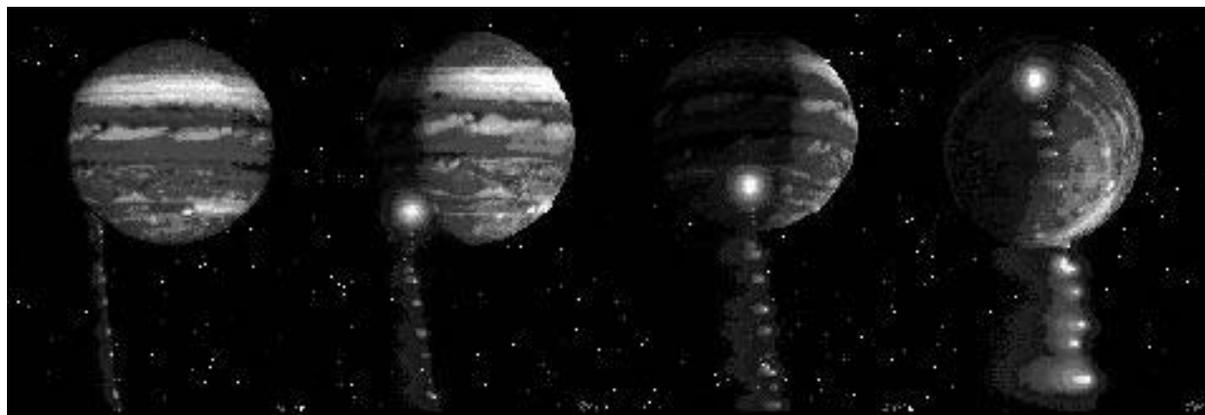


Рис. 5. Столкновение кометы Шумейкеров-Леви с Юпитером в 1994 г.

В 1989 г. на 6 ч разминулся с Землей астероид с поперечным размером около 800 м. В декабре 1992 г. астероид Тоутатис (диаметром 6 км) прошел мимо Земли на расстоянии 3 млн км. Астероид 1996 JAL (диаметром 500 м) в мае 1996 г. прошел на достаточно опасном расстоянии от Земли в 450 тыс. км.

Достаточно вспомнить, что знаменитый тунгусский метеорит, имеющий небольшие размеры (поперечник 55 м), даже не долетев до поверхности планеты и взорвавшись на высоте 5 км, натворил немало бед, уничтожив 3108 км² сибирской тайги.

Астероид 2004MN4, названный в честь древнеегипетского бога тьмы Апофиса, был открыт в июне 2004 г. и сразу привлек к себе пристальное внимание. Его поперечный размер составляет, по разным оценкам, от 400 до 600 м, а скорость движения по отношению к Земле – более 30 км/с. 13 апреля 2029 г. Апофис пролетит мимо нашей планеты на расстоянии примерно 3...40 тыс. км. По первоначальным расчетам Пулковской ас-

трономической обсерватории в 2029 г. Земля избежит столкновения с этим астероидом, но он может уничтожить значительную часть телекоммуникационных и навигационных спутников, находящихся в зоне геостационарных орбит. Следующий визит этого астероида в 2036 г. может привести к столкновению с нашей планетой. По оценке NASA, при встрече Земли с Апофисом выделится в 100 тыс. раз больше энергии, чем при ядерном взрыве в Хиросиме. Под непосредственное действие ударной волны попадут тысячи квадратных километров, а в атмосферу Земли будут выброшены миллионы тонн пыли.

Осознавая астероидную опасность, в 2003 г. в России, благодаря усилиям ряда ракетно-космических корпораций, был сформирован «Центр планетарной защиты». Специалистами центра разработан проект «Цитадель», содержащий несколько методов борьбы с потенциально опасными космическими телами, которые, в основном, сводятся к физическому воздействию на астероид. Сле-

дует отметить, что такой опыт уже существует. В июле 2005 г. американцы с помощью космического аппарата NASA Deep Impact («Глубинный удар») расстреляли комету «Темпел-1». В этом эксперименте медный шар диаметром 0,65 м и массой 140 кг ударил в комету. В результате столкновения образовался кратер диаметром почти 200 м и глубиной около 30 м, а комета незначительно изменила траекторию полета.

Завершая изложение этой проблемы, следует отметить, что человечество к настоящему времени пока не обладает достаточными техническими средствами,

позволяющими защитить биосферу Земли от столкновения с космическими пришельцами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шкловский, И. С. Вселенная, жизнь, разум / И. С. Шкловский ; под ред. Н.С. Кардашева, В. И. Мороза. – М. : Наука, 1987. – 320 с.
2. Чижевский, А. Л. Земное эхо солнечных бурь / А. Л. Чижевский. – М. : Мысль, 1976. – 367 с.
3. Общая и прикладная экология дорожно-транспортного комплекса: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Бусел [и др.] ; под ред. Е. В. Кашевской. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – 330 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.07.2008

S. D. Haliuzhyn, O. M. Lobikova
Biosphere and Space

It has been shown that the formation of the biosphere of the Earth happened and happens at continuous action of the Space. The problem of interaction of the Earth with comets and asteroids has been analyzed. It has been mentioned that nowadays the humanity doesn't have an efficient system of protection of our planet against blows astronomic bodies.

Редакционная коллегия

Главный редактор	Сазонов И. С.
Зам. главного редактора	Ловшенко Ф. Г.
Зам. главного редактора	Жолобов А. А.
Ответственный секретарь	Кошелева В. И.

Члены редколлегии:

Тарасик В. П.	Батяновский Э. И.	Фираго Б. И.
Ким В. А.	Лазаренков А. М.	Луковников В. И.
Берестов Е. И.	Карабанов А. М.	Новиков В. А.
Даньков А. М.	Хомченко А. В.	Редько В. П.
Пашкевич М. Ф.	Борисов В. И.	Базылев Н. И.
Куликов В. П.	Сотский А. Б.	Барановский С. И.
Семенюк С. Д.	Гапоненко С. В.	Пашкевич В. М.
Босаков С. В.	Кузнецов А. П.	

Подписано в печать 29.05.2009. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 23.3. Уч.-изд. л. 20.0. Тираж 100 экз. Заказ № 408.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2009