

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

4(53) 2016

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ДЕМИДЕНКО Е. Ю., ЖОЛОБОВ А. А., ЛАПИЦКИЙ В. А. Влияние смещения оси центров шлицефрезерного станка на точность формируемых поверхностей.....	5
ДОВГАЛЕВ А. М. Совмещенная отделочно-упрочняющая обработка деталей машин вибродинамическим накатыва- нием и вращающимся магнитным полем	15
МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., МЕЛЬНИКОВ А. А. Регулирование зазора тормозных колодок колесного тормоза	24
ПАШКЕВИЧ В. М. Методология автоматизированно- го проектирования механизмов на основе использова- ния функциональных семантических сетей и процеду- ры обучения	36
ПЕТРЕНКО М. Л., МЕЛЬНИКОВ А. С., ЮШКЕВИЧ А. В., ЛИХТАР С. В., МОИСЕЕВ Е. А., МЕЛЬНИКОВ А. А. Электронно-механическая система активной безопасности	46
ПРУДНИКОВ А. П. Прочностной анализ передачи с промежуточными телами качения	56

СИВАЧЕНКО Л. А., СИВАЧЕНКО Т. Л. Технологическое машиностроение как основа передовых промышленных технологий	67
ТАРАСИК В. П. Моделирование планетарной передачи	78
ШАТУРОВ Д. Г., ШАТУРОВ Г. Ф. Ресурс работы лезвийного инструмента при обработке	90

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ЛАРЬКИНА Т. С., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. К вопросу выбора датчиков для установок термической обработки продуктов питания	99
--	----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

СЕМЕНЮК С. Д., ИЛЬИНЫХ И. В., КЕТНЕР Э. А., ЗЯБКИНА М. А. Прочность нормальных и пространственных сечений железобетонных плит покрытия участка с пороговыми неровностями испытательного полигона РУПП «БелАЗ».....	110
---	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КОМАРОВА С. Л., ЛУГОВАЯ И. А. Формирование привлекательного имиджа Могилева с использованием инструментов городского маркетинга	121
--	-----

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

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

DEMIDENKO E. Y., ZHOLOBOV A. A., LAPITSKY V. A. Impact on precision of machined surfaces due to offset of the axis of centers in a spline-and-keyway miller	5
DOVGALEV A. M. Combined finishing-and-strengthening treatment of machine parts by vibrodynamic roll forming and a rotating magnetic field	15
MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A., MELNIKOV A. A. Regulation of brake shoe clearance in wheel brakes	24
PASHKEVICH V. M. Methodology of computer-aided design of mechanisms based on the use of functional semantic networks and the learning procedure	36
PETRENKO M. L., MELNIKOV A. S., YUSHKEVICH A. V., LIKHTAR S. V., MOISEYEV E. A., MELNIKOV A. A. Electronic and mechanical active safety system	46
PRUDNIKOV A. P. Strength analysis of transmission with intermediate rolling bodies	56
SIVACHENKO L. A., SIVACHENKO T. L. Technological machine-building as the basis for advanced industrial techno- logies	67
TARASIK V. P. Modeling of planetary gear	78
SHATUROV D. G., SHATUROV G. F. Service life of blade tools during machining	90

ELECTRICAL ENGINEERING

LARKINA T. S., LENEVSKY G. S. On selection of sensors for the installations used in thermal processing of food products	99
---	----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

SEMENIUK S. D., ILYINYKH I. V., KETNER E. A., ZIABKINA M. A. Strength of normal and spatial sections of reinforced concrete paving slabs of the road section with threshold unevenness at the ojsc belaz test site.....	110
--	-----

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KOMAROVA S. L., LUGOVAYA I. A. Building of attractive Mogilev image by using the instruments of city marketing	121
--	-----

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.91

Е. Ю. Демиденко, А. А. Жолобов, В. А. Лапицкий

ВЛИЯНИЕ СМЕЩЕНИЯ ОСИ ЦЕНТРОВ ШЛИЦЕФРЕЗЕРНОГО СТАНКА НА ТОЧНОСТЬ ФОРМИРУЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

UDC 621.91

E. Y. Demidenko, A. A. Zholobov, V. A. Lapitsky

IMPACT ON PRECISION OF MACHINED SURFACES DUE TO OFFSET OF THE AXIS OF CENTERS IN A SPLINE-AND-KEYWAY MILLER

Аннотация

В статье математически описана связь погрешности смещения оси центров станка с точностью шлицевой поверхности, получаемой на этапах предварительной (токарной), формообразующей (шлицефрезерной) и окончательной обработки на шлицешлифовальном станке. Представлены зависимости для определения прогнозируемых погрешностей детали, связанных с состоянием базовых элементов технологической системы.

Ключевые слова:

ось центров станка, смещение оси, шлицевый вал, шлицефрезерование, моделирование, погрешность профиля, эвольвентный шлицевый профиль.

Abstract

The paper describes mathematically the relationship of the offset error of the axis of centers in a spline-and-keyway miller with the accuracy of a splined surface obtained at the stages of pre-machining (turning), forming (spline-milling) and finishing machining. The dependences are presented for determining predicted errors of the part related to the condition of the basic elements of the technological system.

Key words:

axis of machine centers, axis offset, splined shaft, spline milling, modeling, profile error, involute spline profile.

Известно, что при формировании поверхностей деталей на станках с базированием заготовок по центровым гнёздам особое влияние на точность обработки оказывает геометрическая точность технологического оборудования, в том числе и взаимное расположение его центров, а также смещение центровых гнёзд на самой заготовке [1].

В машиностроении особую важность приобретает качественная обра-

ботка деталей со сложными фасонными поверхностями, например, фрезерование эвольвентных шлицев червячной фрезой.

Эвольвентные шлицевые соединения, как и прямобоочные, предназначены для передачи крутящего момента между ступицей и валом и одновременного обеспечения точности центрирования, высокой нагрузочной способности при ограниченных габаритах соединения.

В тяжело нагруженных механизмах эвольвентные шлицевые соединения вытесняют прямобочные. Это объясняется их повышенной прочностью, технологичностью, точностью центрирования, самоустановкой под нагрузкой, а также возможностью лёгкого перемещения шлицевой втулки вдоль оси вала или вала вдоль оси втулки.

Эвольвентные шлицевые соединения обладают высокой конструкторской привлекательностью. Однако в настоящее время в производственных условиях возникает задача обеспечения точности их изготовления.

Исследователи и производители отечественной и зарубежной машиностроительной продукции все большее внимание уделяют использованию таких систем графического и компьютерного моделирования процессов формирования поверхностей деталей [2–4] для создания наиболее полного пакета конструкторской, технологической и информационной документации, которые

позволяют повысить уровень достоверности систем прогнозирования поведения технологических объектов и снизить затраты на опытное производство и потери от брака.

Установка заготовки на шлицефрезерном станке осуществляется в центрах передней и задней бабок. При рассмотрении общего случая нахождения действительной оси центров станка (рис. 1) можно выделить две пересекающиеся и не совпадающие в пространстве плоскости (плоскость A и плоскость B), имеющие одну общую прямую – теоретическую ось центров.

Точки пересечения теоретической оси центров станка с плоскостью торцов заготовки можно обозначить через точки O_1 и O_2 (см. рис. 1). Смещение базовой оси приводит к возникновению точек пересечения действительной оси с торцами заготовки O_{12} и O_{22} , смещённых относительно теоретических на расстояние c_1 и c_2 соответственно.

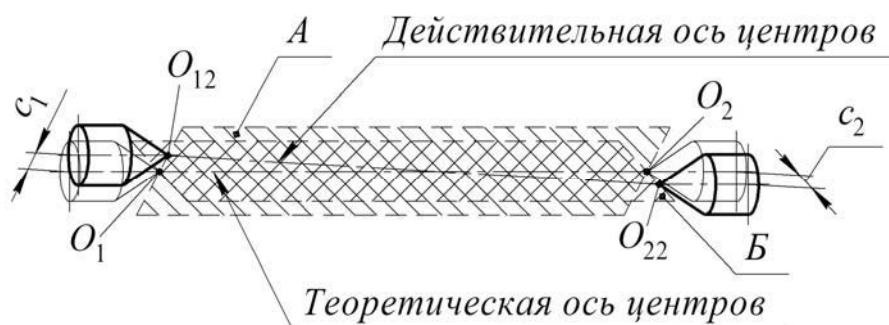


Рис. 1. Схема расположения теоретической и действительной осей центров

Принятая для расчёта погрешностей эвольвентного шлицевого профиля декартова прямоугольная система координат, относящаяся к заготовке, представлена на рис. 2. Такое же расположение координатных осей распространяется и на технологическую систему резания, в том числе и на режущий инструмент (фреза червячная, резец токарный, круг шлифовальный).

Максимального значения смеще-

ние оси центров будет достигать в плоскости торцов или же по всей длине заготовки (параллельное смещение). Однако детали класса «валы» со шлицевыми поверхностями зачастую имеют шлицы не по всей своей длине, а на отдельном участке. Поэтому целесообразно произвести расчёт погрешностей шлицевого профиля, вызванных смещением центров станка, в произвольном сечении по длине заготовки.

В представленной системе координат это смещение определено через

координаты a_1 , b_1 для левого центра и a_2 , b_2 для правого центра (рис. 3).

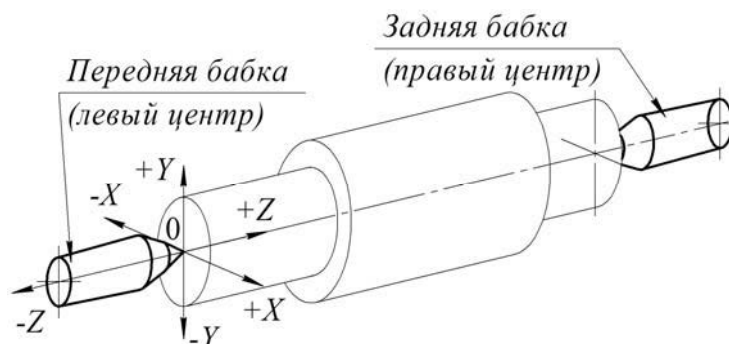


Рис. 2. Принятая в расчётах система координат

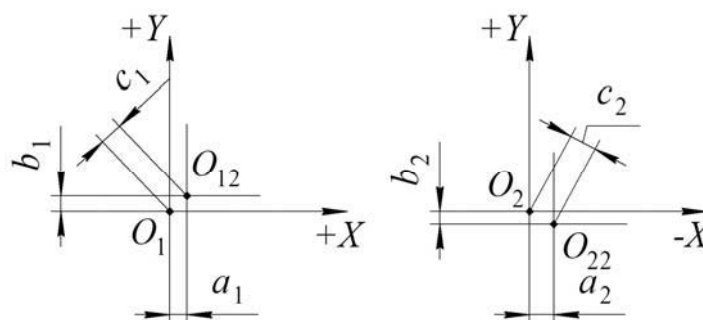


Рис. 3. Точки пересечения действительной и теоретической осей центров с плоскостями торцов заготовки

При условии, что погрешность базовых поверхностей (центровых отверстий) заготовки отсутствует, ось вращения заготовки совпадет с действитель-

ной осью центров станка и заготовка сместится относительно базовой системы координат и примет положение, представленное на рис. 4.

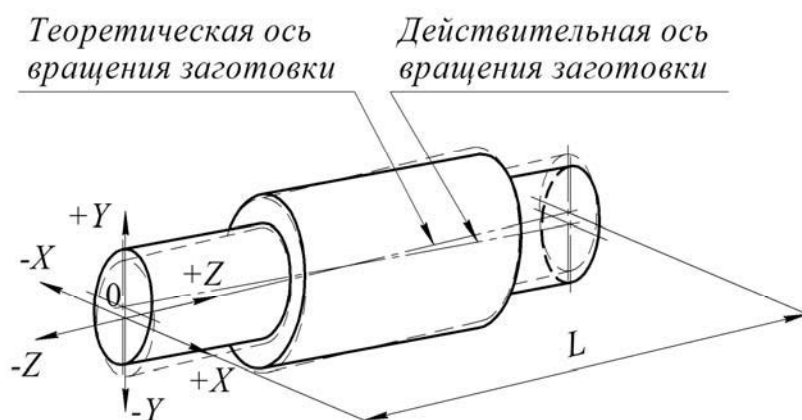


Рис. 4. Пространственное расположение заготовки на станке

Для расчёта смещения оси вращения заготовки в конкретном сечении на расстоянии L_0 от левого торца (рис. 5) следует рассмотреть проекцию харак-

терных точек (следов) пересечения теоретической и действительной осей с торцами заготовки на плоскость XOY (рис. 6).

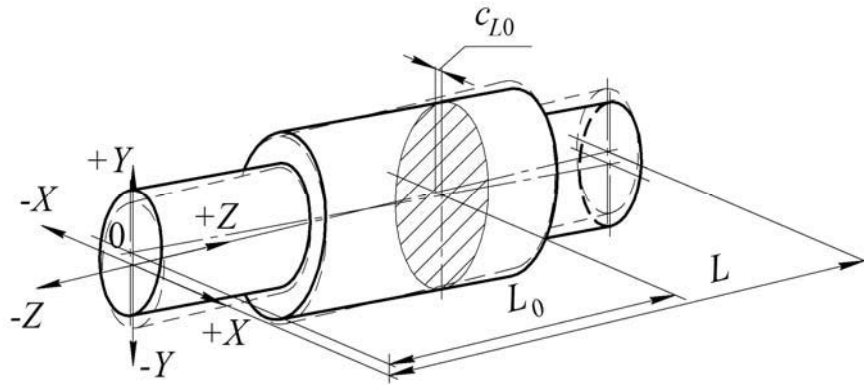


Рис. 5. Смещение оси вращения заготовки в произвольном сечении

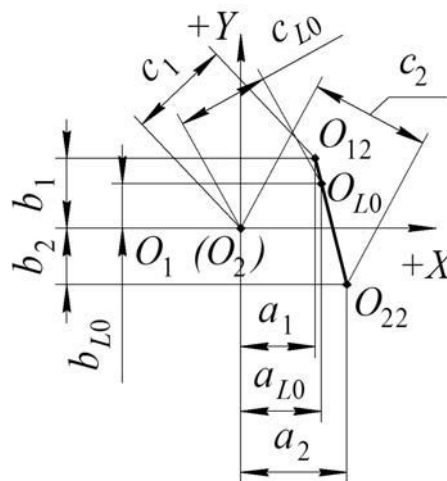


Рис. 6. Проекция точек (следов) на плоскость XOY

Для нахождения координат точки O_{L0} , лежащей на действительной оси детали на расстоянии L_0 от левого торца, составлена система параметрических уравнений прямой в пространстве:

$$\begin{cases} a_{L0} = a_1 + (a_2 - a_1) \cdot t; \\ b_{L0} = b_1 + (b_2 - b_1) \cdot t; \\ z_{L0} = z_1 + (z_2 - z_1) \cdot t, \end{cases} \quad (1)$$

где a_{L0} , a_1 , a_2 – координаты точек смещения на оси X; b_{L0} , b_1 , b_2 – координаты точек смещения на оси Y; z_{L0} , z_1 , z_2 – координаты точек смещения на оси Z

(на проекции не показаны); t – параметр системы уравнений.

В зависимости от величины смещения каждого из центров станка можно выделить пять случаев:

- 1) $c_2 > c_1$;
- 2) $c_1 < c_2$;
- 3) $c_2 > c_1$ и $c_1 = 0$;
- 4) $c_1 < c_2$ и $c_2 = 0$;
- 5) $c_1 = c_2$ и $c_1 \neq 0$ и $c_2 \neq 0$.

Следует отметить, что для рассмотрения принимаются процессы формообразования в условиях абсолютной жёсткости элементов технологической

системы: детали, инструментальной оправки и т. д.

В первом случае (рис. 7) в процессе фрезерования шлицевого профиля червячная фреза настроена на обработку шлицев, по высоте ограниченных диаметром окружности впадин. Однако при наличии погрешности расположения оси центров станка, как показано

на рис. 7, профиль впадины вала в продольном сечении примет форму конуса, ось которого совпадёт с действительной осью вращения заготовки. Величина конусности продольного профиля тем больше, чем больше расстояние между величинами c_1 и c_2 , измеренное на проекции (см. рис. 6).

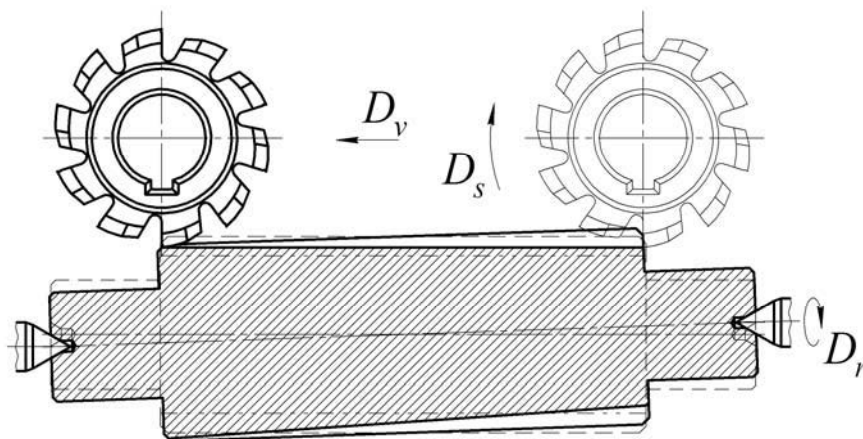


Рис. 7. Образование конусности продольного профиля

Для рассматриваемого случая смещения центров высота шлицев в начале обработки будет больше и может превысить заданную стандартом. Причиной возникновения разности высот шлицев, обрабатываемых с погрешностью центров станка и без погрешности, является настройка режущего инструмента – червячной фрезы – на обработку шлицевого профиля с заданным диаметром впадин. В начале обработки, когда ось заготовки смещена «к фрезе», инструментом будет срезаться больший слой металла по высоте, чем этого требует чертёж, но не превышающий рабочую высоту зуба фрезы. В процессе перемещения фрезы к шпиндельному узлу высота шлицев будет уменьшаться и в частном случае может быть равна нулю.

Во втором случае (рис. 8), когда ось центров станка смещена «к фрезе» у шпиндельного узла и в направлении от режущего инструмента у задней бабки,

профиль впадины шлицевого профиля заготовки в продольном сечении примет форму конуса вдоль некоторой части детали со стороны заднего центра. На участке, когда высота шлица обрабатываемой на станке заготовки будет становиться больше рабочей высоты зуба фрезы в результате упругого отжатия заготовки от инструмента, червячная фреза будет формировать на заготовке шлицевые впадины, по глубине превышающие заданные чертежом, но не больше рабочей высоты зуба фрезы.

Последние три случая являются частными, и анализ для них не производится.

Согласно установленным требованиям ГОСТ 6033-80 *Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 град. Размеры, допуски и измеряемые величины* [5] радиальный зазор между дном впадины вала и вершиной шлица

отверстия в шлицевом соединении при плоском дне впадины вала не должен быть меньше значения минимального зазора:

$$2c_{\min} = D_a - d_f = \\ = (D - 2m) - (D - 2,2m) = 0,2m, \quad (2)$$

где D_a – диаметр окружности вершин шлицев отверстия, мм; d_f – диаметр окружности впадин шлицев вала, мм; D – номинальный диаметр соединения, мм; m – модуль эвольвентного шлицевого соединения, мм;

$$c_{\min} = 0,1m.$$

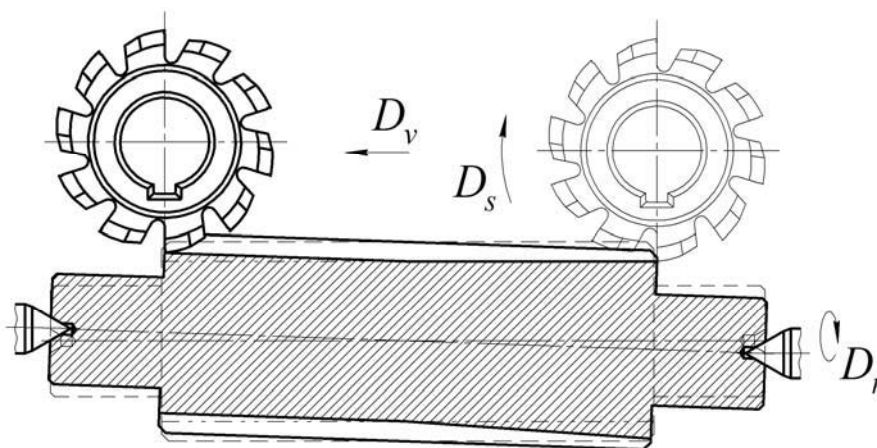


Рис. 8. Образование погрешности продольного профиля

При обработке универсальным инструментом значение диаметра окружности впадин вала уменьшается по сравнению с номинальным значением на величину $0,1 \cdot m$ (при обработке червячной фрезой). Следовательно, величину $c_{\min}$ необходимо пересчитать по формуле

$$2c_{\min} = D_a - d_f = (D - 2m) - \\ - (D - 2,2m - 0,1m) = 0,3m; \quad (3) \\ c_{\min} = 0,15m.$$

Предельное значение зазора $c_{\min}$ при закруглённой форме дна впадины вала также регламентировано

ГОСТ 6033-80. Расчётная формула аналогична формуле (3) с принятым уменьшением значения диаметра d_f согласно ГОСТ 6033-80:

$$2c_{\min} = D_a - d_f = (D - 2m) - \\ - (D - 2,76m - 0,1m) = 0,86m; \quad (4) \\ c_{\min} = 0,43m.$$

ГОСТ 6033-80 устанавливает пятнадцать значений модулей для шлицевых соединений эвольвентного профиля от 0,5 до 10 мм. Как показано ранее, радиальный зазор c напрямую зависит от модуля m (табл. 1).

Табл. 1. Предельные значения регламентируемых параметров соединения

Модуль, мм	0,5	0,8	1,25	2	3	3,5	4	5	6	8
Радиальный зазор при плоской форме дна впадины, мм	0,075	0,12	0,188	0,3	0,45	0,525	0,6	0,75	0,9	1,2
Радиальный зазор при закруглённой форме дна впадины, мм	0,215	0,344	0,538	0,86	1,29	1,505	1,72	2,15	2,58	3,44

Из табл. 1 видно, что для модуля соединения 0,5 мм диапазон изменения радиального зазора лежит в пределах от 75 до 215 мкм и равен 140 мкм, для модуля 3 мм этот диапазон иной и равен 840 мкм, а для 5 мм – 1400 мкм.

С целью определения диаметра

впадин $d_{f.d.}$ действительного эвольвентного шлицевого профиля заготовки в каждом сечении с учётом прецессии её оси вращения рассматривается схема взаимного расположения заготовки относительно режущего инструмента – червячной фрезы (рис. 9).

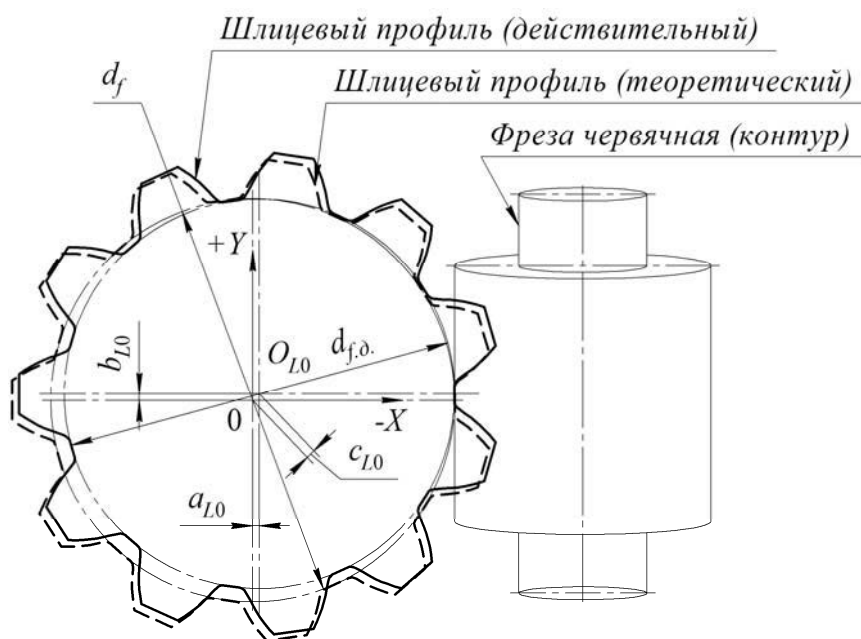


Рис. 9. Схема взаимного расположения заготовки относительно фрезы

По модели процесса формирования профиля эвольвентных шлиц зубьями червячной фрезы на основе схемы взаимного расположения заготовки относительно инструмента в процессе обработки можно определить действительную величину диаметра впадин детали по формуле

$$d_{f.d.} = d_f \pm 2a_{L0}. \quad (5)$$

Знак в формуле зависит от координаты a_{L0} вдоль оси X .

На примере моделирования обработки шлицевого профиля с параметрами по ГОСТ 6033-80 (модуль соединения $m = 3$ мм, количество шлицев $z = 32$, номинальный диаметр соединения $D = 100$ мм, окружная ширина шлица вала на делительной окружности $s = 5,117$ мм) можно построить компью-

терную графическую модель влияния прецессии оси вращения заготовки шлицевого вала как на значение диаметра впадин, так и на окружную ширину шлицев. На рис. 10 показано моделирование формообразования шлицевой поверхности без погрешности оси центров.

На рис. 11 изображён профиль шлицевого вала с теми же параметрами, но в модель внесена величина смещения центров станка. В данном сечении смещение, выраженное величинами $a_{L0} = 0,212$ мм, $b_{L0} = 0,212$ мм, повлияло на значение диаметра впадин, определяемое по формуле (5):

$$\begin{aligned} d_{f.d.} &= d_f - 2 \cdot 0,212 = \\ &= 93,4 - 0,424 = 93,824 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Величина b_{L0} не влияет на изме-

нение диаметра d_f обрабатываемых червячным инструментом шлицевых поверхностей. Влияние смещения вдоль оси X линейное, для некоторых данных оно показано в табл. 2. Предельная минимальная величина диаметра окружности впадин при центрировании по

наружному диаметру или боковым поверхностям не устанавливается, в то время как максимальное его значение регламентировано в стандарте и влияет на минимальный радиальный зазор.

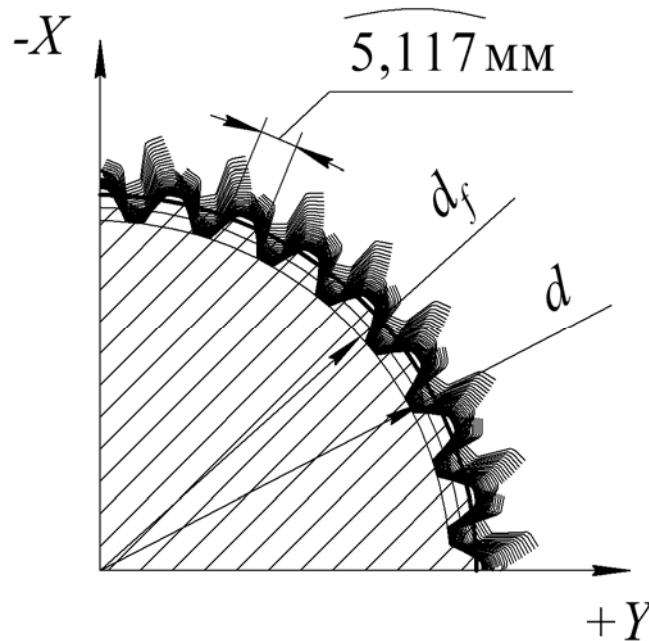


Рис. 10. Схема образования шлицевого профиля при помощи разработанной модели

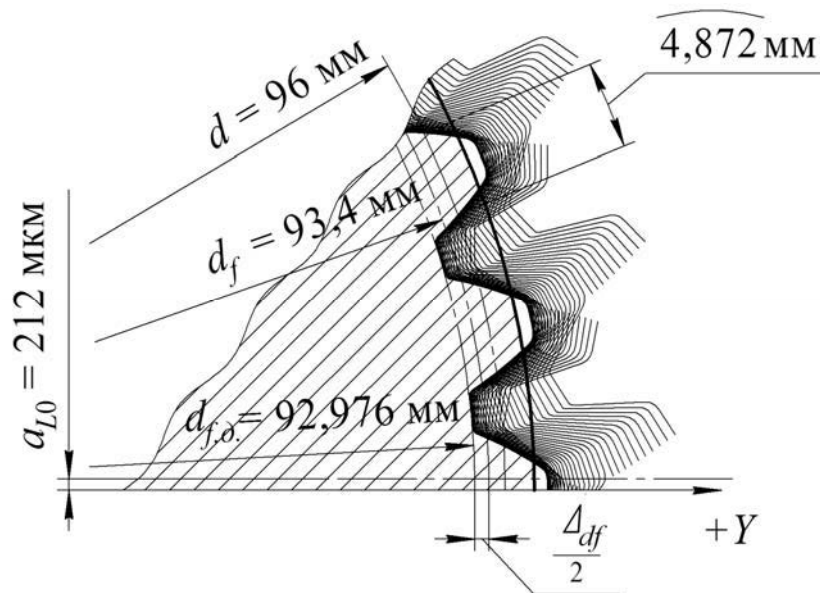


Рис. 11. Моделирование формообразования шлицевого профиля с учётом погрешности оси центров станка

Табл. 2. Погрешность диаметра впадин в зависимости от величины смещения центров станка для $m = 3$ мм

Смещение вдоль оси $X a_{L0}$, мкм	0	-71	-141	-212	-283	-354	-424	-495
Действительный диаметр окружности впадин d_{f0} , мм	93,4	93,258	93,118	92,976	92,834	92,692	92,552	92,410
Погрешность диаметра окружности впадин Δ_{df} , мкм	0	142	282	424	566	708	848	990

Смещение центров станка влияет не только на величину диаметра впадин, но и на толщину шлицев в нормальном сечении. Стандартное значение окружной толщины шлицев s на делительном

диаметре для $m = 3$ мм равно 5,117 мм (см. рис. 10).

Влияние прецессии оси центров металлорежущего станка на величину s имеет линейный характер (табл. 3).

Табл. 3. Погрешность толщины шлица на делительной окружности для $m = 3$ мм

Смещение вдоль оси $X a_{L0}$, мкм	0	-71	-141	-212	-283	-354	-424	-495
Смещение вдоль оси $Y b_{L0}$, мкм	0	-71	-141	-212	-283	-354	-424	-495
Окружная толщина шлица s , мм	5,117	5,035	4,954	4,872	4,790	4,708	4,627	4,545
Погрешность окружной толщины шлица Δ_s , мкм	0	82	163	245	327	409	490	572

Значение окружной толщины s , измеренное на делительной окружности с учётом смещения оси центров станка при $a_{L0} = 212$ мкм, $b_{L0} = 212$ мкм, равно 4,872 мм, что на 245 мкм меньше стандартного (см. рис. 11).

Сравнивая две таблицы (см. табл. 2 и 3), следует отметить, что смещение базовых поверхностей станка вдоль осей X и Y на представленном диапазоне имеет большее влияние на величину d_f , чем на s . Так, перепад погрешности Δ_{df} равен 990 мкм, а для величины Δ_s – 572 мкм.

На основании анализа определены характер и величины погрешностей, возникающих при изготовлении гладких

и ступенчатых шлицевых валов на шлицефрезерных станках, центра которых смещены относительно базового положения.

Разработанные графические компьютерные модели процесса червячного фрезерования шлицевых сложных поверхностей и принципы их реализации способствуют проектированию технологических процессов, целью которых является эффективное использование возможностей технологического оборудования и трудовых ресурсов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления : монография / А. А. Жолобов. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с.
2. **Браилов, И. Г.** Моделирование зубофрезерования цилиндрических зубчатых колес / И. Г. Браилов, С. П. Андросов // Изв. Самар. науч. центра РАН. – 2009. – № 5 (2). – С. 260–262.

3. **Шалыжин, К. А.** Моделирование процесса шлицефрезерования червячной фрезой / К. А. Шалыжин, А. А. Жолобов // Информационные технологии, энергетика и экономика : сб. тр. V межрег. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. – Смоленск : МЭИ, 2008. – С. 141–145.
4. **Tapoglou, N.** Hob3D : A novel gear hobbing simulation software / N. Tapoglou, A. Antoniadis // Proceedings of the World Congress on Engineering. – London : U. K., 2011. – Vol. 1. – P. 861–864.
5. **ГОСТ 6033-80.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 град. Размеры, допуски и измеряемые величины. – М. : Изд-во стандартов, 1993. – 82 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 26 сентября 2016 года

Егор Юрьевич Демиденко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: igryck@mail.ru.
Александр Алексеевич Жолобов, канд. техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-23-04-51.
Владимир Александрович Лапицкий, ассистент, Белорусско-Российский университет.

Egor Yuryevich Demidenko, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: igryck@mail.ru.
Aleksandr Alekseyevich Zholobov, PhD (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-23-04-51.
Vladimir Aleksandrovich Lapitsky, assistant lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 621.787

А. М. Довгалева

СОВМЕЩЕННАЯ ОТДЕЛОЧНО-УПРОЧНЯЮЩАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ МАШИН ВИБРОДИНАМИЧЕСКИМ НАКАТЫВАНИЕМ И ВРАЩАЮЩИМСЯ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ

UDC 621.787

A. M. Dovgaleva

COMBINED FINISHING-AND-STRENGTHENING TREATMENT OF MACHINE PARTS BY VIBRODYNAMIC ROLL FORMING AND A ROTATING MAGNETIC FIELD

Аннотация

Представлен способ совмещенной упрочняющей обработки внутренних поверхностей вращения ответственных деталей машин вибродинамическим накатыванием и вращающимся магнитным полем. Описаны конструкции комбинированных инструментов для реализации способа в условиях серийного производства, позволяющих совместить во времени вибродинамическую и магнитную упрочняющую обработки.

Ключевые слова:

совмещенная обработка, упрочнение, накатывание, инструмент, деформирующие шары, магнитная система, поверхностное пластическое деформирование.

Abstract

The paper presents the technique of combined strengthening treatment of internal surfaces of revolution of critical machine parts by means of vibrodynamic roll forming and a rotating magnetic field. The designs of combined tools for using this technique in mass production are described, which allow both vibrodynamic treatment and magnetic strengthening to be performed simultaneously.

Key words:

combined machining, strengthening, roll forming, tool, deforming balls, magnetic system, surface plastic deformation.

Введение

В машиностроении существует большое разнообразие ответственных деталей машин, имеющих внутренние цилиндрические поверхности, к характеристикам которых предъявляются высокие требования. К их числу относятся пневматические и гидравлические цилиндры, подшипники скольжения, втулки, кольца, крышки и т. п. Требуемые качественные характеристики поверхностей отверстий указанных деталей,

как правило, обеспечивают применением динамических методов поверхностного пластического деформирования (ППД) на финишных операциях технологического процесса [1].

Перспективным методом ППД является магнитно-вибродинамическое накатывание, при котором поверхность детали упрочняют шарами, получающими энергию деформирования от магнитной системы инструмента. Магнитно-динамическое накатывание внутренних поверхностей вращения деталей

машин осуществляют инструментами, содержащими магнитную систему на основе постоянных магнитов различной конфигурации, сообщающую деформирующим шарам рабочие колебательные движения [2, 3].

Однако метод магнитно-вибродинамического накатывания не предполагает совмещенного воздействия на поверхностный слой упрочняемой ферромагнитной детали вращающимся магнитным полем и динамическим поверхностным пластическим деформированием. Кроме того, имеющиеся конструкции инструментов для реализации магнитно-вибродинамического накатывания находят применение в условиях единичного и мелкосерийного производства.

Постановка задачи

Разработка способа отделочно-упрочняющей обработки, позволяющего совместить во времени процессы воздействия на поверхность ферромагнитной детали колеблющимися деформирующими шарами и вращающимся магнитным полем инструмента, является весьма актуальной. Для реализации способа в условиях серийного производства необходимо спроектировать инструменты, дающие возможность осуществлять базирование и закрепление заготовки, а также обеспечивать совмещенную упрочняющую обработку ее внутренней поверхности.

Основная часть

В соответствии с поставленной задачей разработан способ совмещенного магнитно-вибродинамического упрочнения, при котором на поверхность отверстия неподвижно закрепленной ферромагнитной заготовки одновременно воздействуют магнитно-вибродинамическим накатыванием, осуществляемым перемещаемыми с подачей деформирующими шарами, свободно расположенными в кольцевой полости и получаю-

щими колебательные движения от магнитной системы, а также вращающимся постоянным или переменным магнитным полем инструмента с величиной индукции 0,05...1,2 Тл [4, 5].

Для реализации разработанного способа совмещенной упрочняющей обработки в условиях серийного производства спроектированы конструкции инструментов, содержащие корпус, устройства базирования и закрепления заготовки, а также магнитную систему, предназначенную для сообщения деформирующим шарам рабочих колебательных движений и воздействия на поверхность ферромагнитной заготовки вращающимся магнитным полем.

Совмещенную упрочняющую обработку заготовок в условиях серийного производства осуществляют на металлорежущих станках сверлильно-фрезерно-расточной группы с вертикальным расположением шпинделя, длина рабочего хода которых соизмерима или превышает линейные размеры упрочняемой поверхности.

На рис. 1 изображена схема совмещенного магнитно-вибродинамического упрочнения (МВДУ) внутренней поверхности ферромагнитных втулок на вертикально-сверлильном станке.

Для реализации процесса совмещенного упрочнения разработан инструмент, имеющий вертикальную компоновку и содержащий следующие основные элементы: цилиндрический корпус 1; ротор 2 с шейкой 3; источники магнитного поля 4, выполненные в виде цилиндрических постоянных магнитов, установленных радиально на роторе 2 (предназначены для периодического магнитного воздействия на деформирующие шары 7); источник магнитного поля 5 в виде кольцевого постоянного магнита или дискретно установленных цилиндрических постоянных магнитов (необходимы для намагничивания упрочняемой поверхности ферромагнитной детали); деформирующие шары 7; шайбу 8; плунжер 9; подшип-

ник 10; шариковые опоры 11; пружину 12; элемент крепления упрочняемой детали в виде упругого кольца 13; поводковый центр 14 с рабочим элементом 15. Шейка 3 ротора 2 соединена с

плунжером 9 через подшипник 10. Цилиндрический корпус 1, ротор 2 и плунжер 9 изготовлены из немагнитных материалов.

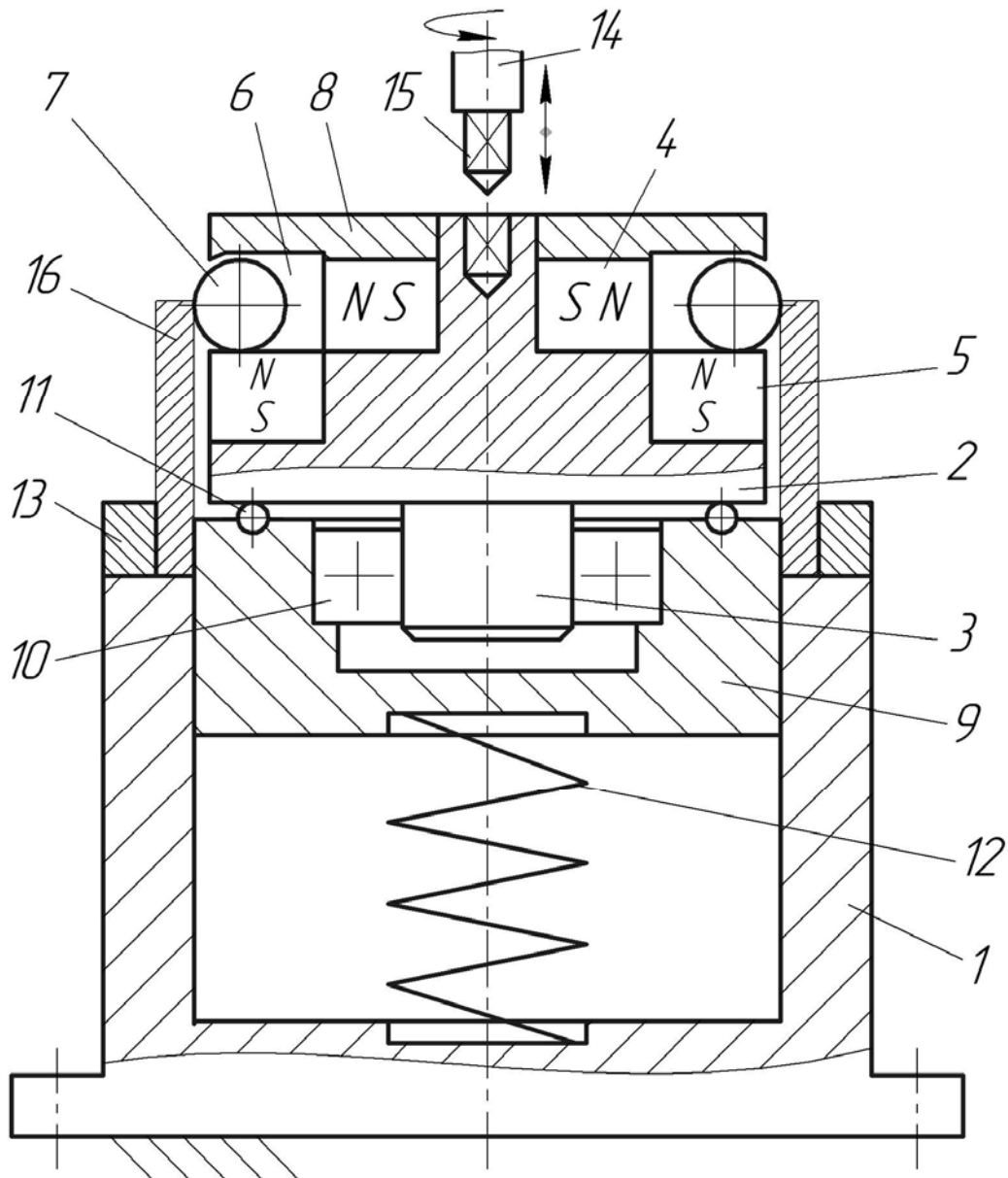


Рис. 1. Схема совмещенного магнитно-вибродинамического упрочнения внутренней поверхности втулок на вертикально-сверлильном станке: 1 – цилиндрический корпус; 2 – ротор; 3 – шейка; 4, 5 – источники магнитного поля; 6 – кольцевая камера; 7 – деформирующие шары; 8 – шайба; 9 – плунжер; 10 – подшипник; 11 – шариковые опоры; 12 – пружина; 13 – упругое кольцо; 14 – поводковый центр; 15 – рабочий элемент поводкового центра; 16 – упрочняемая ферромагнитная втулка

Поводковый центр 14, имеющий небольшой вес, закрепляют в шпинделе вертикально-сверлильного станка. Упроч-

няемую ферромагнитную втулку 16 устанавливают внутренней поверхностью на плунжер 9 и фиксируют на кор-

пусе 1 посредством нагружения торца упругого кольца 13. Плунжер 9 при этом занимает крайнее верхнее положение, а плоскость вращения деформирующих шаров 7 находится на уровне верхнего торца упрочняемой ферромагнитной втулки 16. Вертикальную ось инструмента совмещают с осью шпинделя вертикально-сверлильного станка. Рабочий элемент 15 поводкового центра 14 вводят в контакт с сопрягаемой поверхностью ротора 2. Шпинделю станка сообщают вращение и движение вертикальной подачи. Поводковый центр 14 вращает ротор 2 с источниками магнитного поля 4, 5. Деформирующие шары 7 под влиянием вращающегося периодически действующего магнитного поля, создаваемого цилиндрическими постоянными магнитами 4, получают колебательные движения и осуществляют вибродинамическое накатывание поверхности отверстия обрабатываемой втулки 16. При этом одновременно на поверхностный слой ферромагнитной втулки 16 действует вращающееся магнитное поле, создаваемое источником магнитного поля 5. В результате обеспечивается совмещенная упрочняющая обработка втулки 16 вибродинамическим накатыванием деформирующими шарами 7 и вращающимся магнитным полем инструмента, повышающая качественные и эксплуатационные характеристики поверхности.

По мере перемещения деформирующих шаров 7 вдоль упрочняемой поверхности плунжер 9 опускается вниз. В конце рабочего хода инструмента шпиндель станка останавливают и осевым перемещением вверх выводят его из зоны обработки. При этом плунжер 9 и ротор 2 с деформирующими шарами 7 возвращаются в крайнее верхнее положение. Упрочненную втулку 16 снимают с плунжера 9 и повторяют цикл обработки [6].

Совмещенное упрочнение деталей инструментом, изображенным на рис. 1, предусматривает вращение достаточно

массивного ротора с установленными на нем источниками магнитного поля, что затрудняет осуществление процесса на высоких частотах вращения шпинделя станка.

На рис. 2 представлен инструмент, не имеющий указанного недостатка и позволяющий производить совмещенную упрочняющую обработку в широком диапазоне частот вращения шпинделя.

В состав инструмента входят: цилиндрический корпус 1; шток 2; источник магнитного поля в виде кольцевого постоянного магнита 3 осевой намагниченности; шайба 4; кольцевая камера 5; деформирующие шары 6; кожух 7; вращающийся центр 8; подшипник 9; пружина 10; кольцевой магнитопровод 11 с радиальными отверстиями 12; оправка 13; упругое кольцо 14, предназначенное для закрепления детали.

Упрочняемый ферромагнитный цилиндр 15 одевают на шток 2 и закрепляют его на цилиндрическом корпусе 1 посредством приложения осевого усилия к торцевой поверхности упругого кольца 14. Оправку 13 жестко соединяют с кольцевым магнитопроводом 11, устанавливают в шпинделе станка и вводят в контакт с вращающимся центром 8 инструмента. Магнитный поток от кольцевого постоянного магнита 3 замыкается на деформирующие шары 6, кольцевой магнитопровод 11 и поверхностный слой ферромагнитного цилиндра 15. Радиальные отверстия 12, выполненные на кольцевом магнитопроводе 11, позволяют распределить магнитное поле вдоль кольцевой камеры 5 инструмента по гармоническому закону.

Оправке 13 с магнитопроводом 11 сообщают вращение и движение вертикальной подачи. Под периодическим действием магнитного поля деформирующие шары 6 вращаются относительно вертикальной оси инструмента, получают колебания и осуществляют вибродинамическое накатывание, совмещенное с намагничиванием поверх-

ностного слоя ферромагнитного цилиндра 15 [7].

Отличительной особенностью рассмотренного инструмента является одностороннее расположение источника магнитного поля к деформирующим шарам, что приводит к рассеиванию магнитного поля и снижению эффек-

тивности процесса упрочнения.

Высокую эффективность совмещенной упрочняющей обработки обеспечивает инструмент, позволяющий концентрировать магнитное поле в зоне расположения деформирующих шаров (рис. 3).

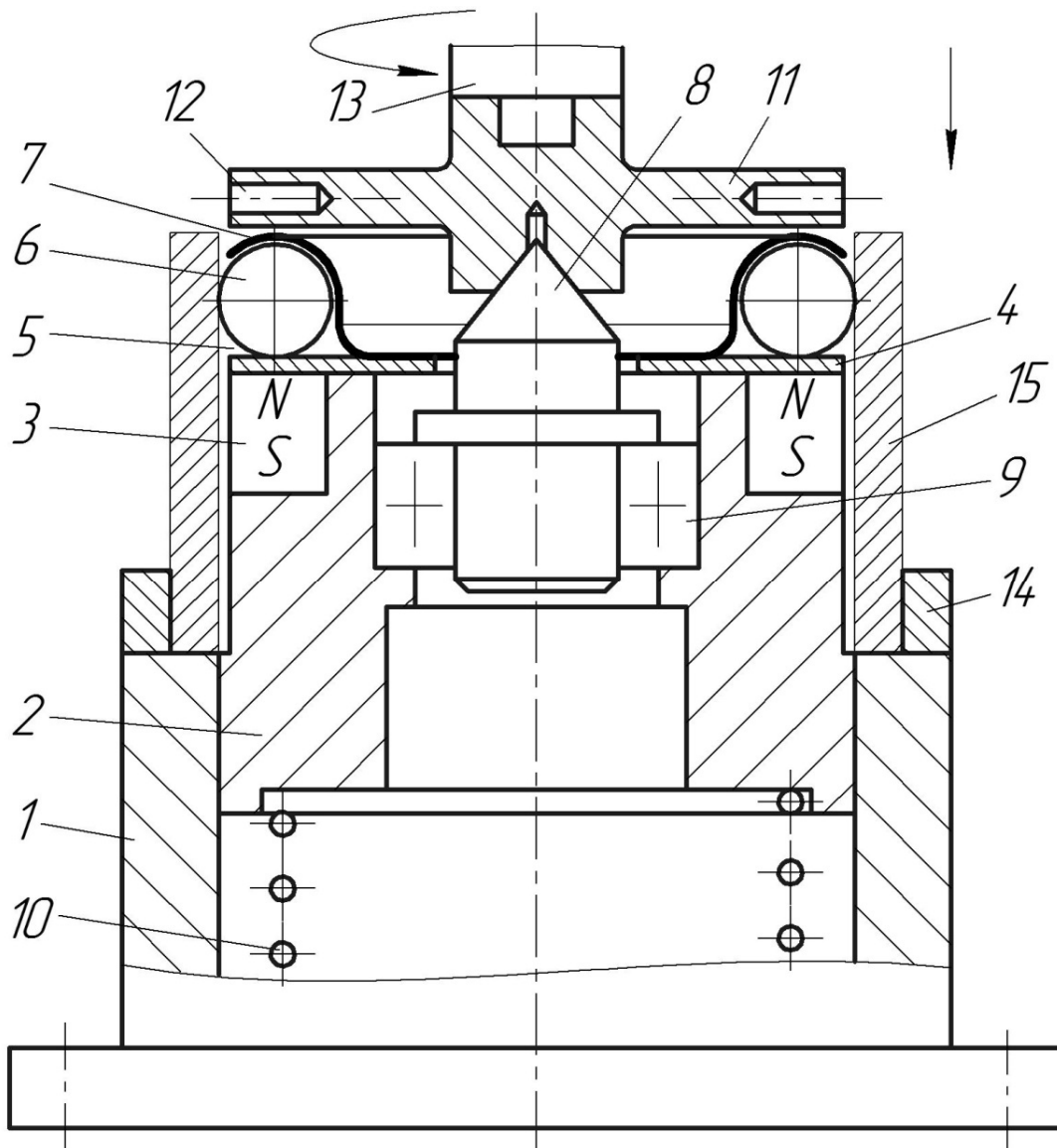


Рис. 2. Схема инструмента с вращающимся магнитопроводом для совмещенной упрочняющей обработки внутренней поверхности цилиндров: 1 – цилиндрический корпус; 2 – шток; 3 – источник магнитного поля; 4 – шайба; 5 – кольцевая камера; 6 – деформирующие шары; 7 – кожух; 8 – вращающийся центр; 9 – подшипник; 10 – пружина; 11 – кольцевой магнитопровод; 12 – радиальные отверстия; 13 – оправка; 14 – упругое кольцо; 15 – упрочняемый цилиндр

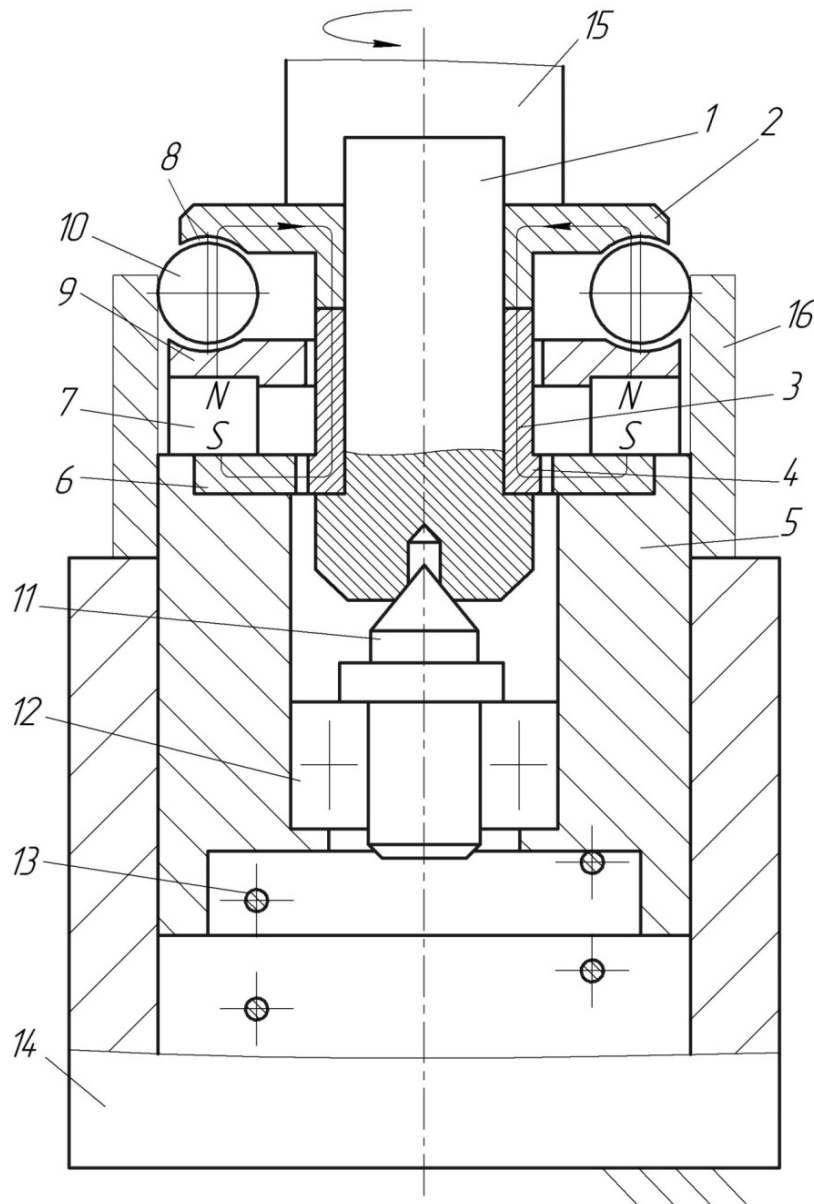


Рис. 3. Конструкция инструмента для совмещенной упрочняющей обработки поверхности отверстия втулок, обеспечивающего концентрацию магнитного поля в зоне расположения деформирующих шаров: 1 – оправка; 2 – магнитопроводный диск; 3 – магнитопроводная втулка; 4 – шейка; 5 – шток; 6 – магнитопроводная шайба; 7 – кольцевой постоянный магнит; 8 – кольцевая камера; 9 – прокладка; 10 – деформирующие шары; 11 – конус; 12 – подшипник; 13 – пружина; 14 – корпус; 15 – втулка

Конструкция инструмента включает следующие элементы: оправку 1; магнитопроводный диск 2; магнитопроводную втулку 3 с шейкой 4; шток 5; магнитопроводную шайбу 6; кольцевой постоянный магнит 7 осевой намагниченности; кольцевую камеру 8; прокладку 9; деформирующие шары 10; вращающийся центр 11; подшипник 12; пружину 13; корпус 14. Оправка 1, шток 5, корпус 14 выполнены из немагнитных материалов.

Оправку 1 закрепляют в шпинделе 15 вертикально-сверлильного станка, а упрочняемую втулку 16 одевают на шток 5 и вводят в контакт с торцом корпуса 14. Шпиндель 13 устанавливают соосно инструменту и опускают вниз до взаимодействия центрального отверстия оправки 1 с вращающимся центром 11. При этом шейка 4 втулки 3 располагается в отверстии магнитопроводной шайбы 6 с зазором. Магнитный поток от полюса S

кольцевого постоянного магнита 7 посредством магнитопроводной втулки 3 концентрируется на магнитопроводном диске 2. В результате на деформирующие шары 10 инструмента действует сфокусированное магнитное поле, полюс N которого расположен на торцевой поверхности прокладки 9, а полюс S – на поверхности магнитопроводного диска 2. Это повышает эффективность воздействия вращающегося магнитного поля на деформирующие шары 10 инструмента и поверхностный слой ферромагнитной втулки 15 и обеспечивает повышение производительности совмещенной упроч-

няющей обработки [8].

При совмещенном упрочнении нежестких заготовок ранее описанными инструментами в ряде случаев имеет место снижение точности геометрической формы вследствие деформации заготовок под действием сил закрепления.

Для совмещенного упрочнения внутренней поверхности нежестких втулок разработан специальный инструмент, применяемый на станках фрезерной группы, обеспечивающий автоматическое закрепление втулок с приложением соответствующих сил в их торец (рис. 4).

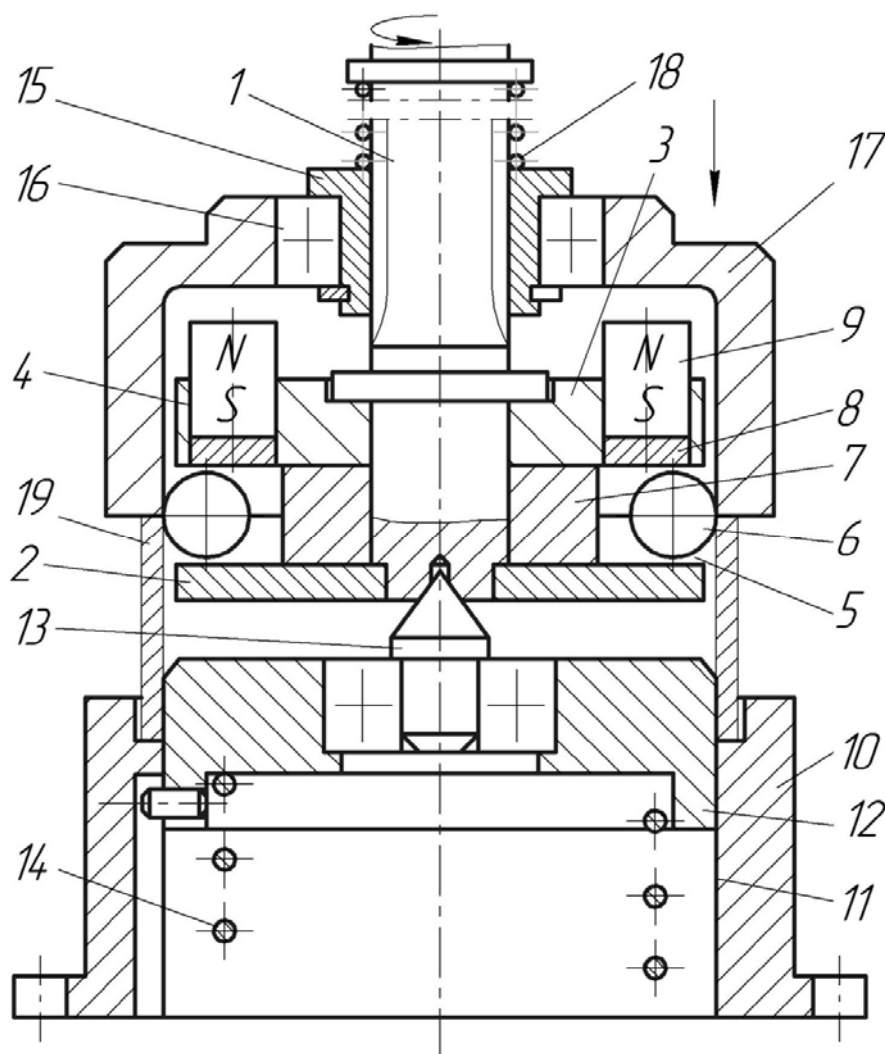


Рис. 4. Инструмент для совмещенной упрочняющей обработки нежестких втулок в условиях серийного производства: 1 – оправка; 2 – шайба; 3 – диск; 4 – аксиальные отверстия; 5 – кольцевая камера; 6 – деформирующие шары; 7 – проставочное кольцо; 8 – цилиндрические магнитопроводы; 9 – цилиндрические постоянные магниты; 10 – корпус; 11 – центральное отверстие; 12 – шток; 13 – вращающийся центр; 14 – пружина возврата; 15 – гильза; 16 – подшипниковая опора; 17 – цилиндрический кондуктор; 18 – пружина; 19 – упрочняемая втулка

Инструмент имеет следующие основные детали: оправку 1; шайбу 2; диск 3 с аксиально расположенными отверстиями 4; кольцевую камеру 5; деформирующие шары 6; проставочное кольцо 7; цилиндрические магнитопроводы 8; цилиндрические постоянные магниты 9. Механизм закрепления нежестких втулок включает: корпус 10 с центральным отверстием 11; шток 12; вращающийся центр 13; пружину возврата 14; гильзу 15; подшипниковую опору 16; цилиндрический кондуктор 17; пружину 18. Гильза 15 сжимает пружину 18 и имеет возможность перемещения по оправке 1. Цилиндрический кондуктор 17 установлен соосно оправке 1 и соединен с гильзой 15 посредством подшипниковой опоры 16. Цилиндрические магнитопроводы 8 запрессованы в отверстиях 4 диска 3. Цилиндрические постоянные магниты 9 установлены в отверстиях 4 и взаимодействуют торцами с магнитопроводами 8. Оправка 1, шайба 2, диск 3, проставочное кольцо 7 изготовлены из немагнитопроводных материалов.

Нежесткую ферромагнитную втулку 19 одевают отверстием на шток 12 и перемещают до взаимодействия с торцевой поверхностью корпуса 10. Оправку 1 закрепляют в шпинделе станка. Вертикальным перемещением шпинделя поверхность центрального отверстия оправки 1 вводят в контакт с вращающимся центром 13 инструмента. Цилиндрический кондуктор 17 посредством пружины 18 нагружает торец втулки 19 усилием и прижимает ее к торцевой поверхности корпуса 1. Это позволяет отказаться от закрепления

втулок по наружной поверхности и исключить их деформацию под действием сил зажима.

При вращении оправки 1 силовые линии магнитного поля от цилиндрических постоянных магнитов 9 замыкаются на деформирующие шары 6 инструмента и внутреннюю поверхность ферромагнитной втулки 19. В результате осуществляется совмещенная упрочняющая обработка поверхности втулки 19 вибродинамическим накатыванием колеблющимися деформирующими шарами 6 и вращающимся магнитным полем инструмента.

После окончания совмещенной упрочняющей обработки шпиндель станка останавливают и перемещают вверх в исходное положение. Оправка 1 выходит из контакта с вращающимся центром 13, а цилиндрический кондуктор 17 – с торцом упрочняемой втулки 19 [9].

Заключение

Представлен способ совмещенной упрочняющей обработки внутренних поверхностей вращения ферромагнитных деталей вибродинамическим накатыванием и вращающимся магнитным полем инструмента. Описаны конструкции инструментов для реализации способа в условиях серийного производства, содержащие: корпус; деформирующие шары, свободно установленные в кольцевой камере; магнитную систему; привод магнитной системы; устройства базирования и закрепления упрочняемых деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обработка заготовок деталей машин : учеб. пособие / А. В. Миранович [и др.] ; под ред. Ж. А. Мрочка. – Минск : Выш. шк., 2014. – 172 с. : ил.
2. Способ магнитно-динамического упрочнения внутренней поверхности круглого отверстия в металлической детали : пат. 17976 РБ, МПК В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева, Д. М. Свирепа ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20120052 ; заявл. 16.01.12 ; опубл. 30.06.13 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 3. – 4 с.

3. Инструмент для упрочняющей обработки : пат. 2068768 РФ, МКИ⁶ В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалева (РБ). – № 4732048/08 ; заявл. 22.08.89 ; опубл. 10.11.96, Бюл № 31. – 4 с.

4. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления : пат. 2068770 РФ, МКИ⁶ В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева (РБ); заявитель и патентообладатель А. М. Довгалева (РБ). – № 4922542/27 ; заявл. 29.03.91 ; опубл. 10.11.96, Бюл № 31. – 6 с.

5. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления: пат. 2089373 РФ, МКИ⁶ В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалева (РБ). – № 4924841/02 ; заявл. 05.04.91 ; опубл. 10.09.97, Бюл № 25. – 6 с.

6. Устройство для отделочно-упрочняющей обработки : пат. 10065 РБ, МПК В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20050604 ; заявл. 16.06.05 ; опубл. 30.12.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 4. – 4 с.

7. Устройство для отделочно-упрочняющей обработки : пат. 15021 РБ, МПК В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков, С. А. Сухоцкий ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20091610 ; заявл. 13.11.09 ; опубл. 30.10.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 4. – 4 с.

8. Устройство для поверхностного пластического деформирования : пат. 15091 РБ, МПК В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева, С. А. Сухоцкий, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков, С. Н. Близнюк ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20090950 ; заявл. 26.06.09 ; опубл. 30.12.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 4. – 4 с.

9. Устройство для поверхностного пластического деформирования внутренней поверхности нежесткой втулки : решение от 26.12.2013 о выдаче патента на изобретение по заявке № а2011137 МПК В 24 В 39 / 02 / А. М. Довгалева, Д. М. Рыжанков, Д. М. Свирепа, С. А. Сухоцкий ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т ; заявл. 15.12.11.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2016 года

Александр Михайлович Довгалева, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: ret@bru.by.

Aleksandr Mikhailovich Dovgalev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: ret@bru.by.

УДК 629.113

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

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАЗОРА ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК КОЛЕСНОГО ТОРМОЗА

UDC 629.113

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

REGULATION OF BRAKE SHOE CLEARANCE IN WHEEL BRAKES

Аннотация

Проводится анализ способов регулирования зазоров тормозных колодок, автоматических регуляторов зазоров тормозных колодок, используемых для колесных тормозных механизмов. Описываются работа регулировочных устройств и их характерные особенности.

Рассматривается новый принцип функционирования автоматических регуляторов зазоров тормозных колодок, основанный на использовании закономерности изменения направления сил трения, возникающих между поверхностями упругого элемента и поверхностью вала привода колодок тормоза.

Излагаются особенности методики проектирования разработанного автоматического регулятора зазора тормозных колодок колесного тормоза.

Ключевые слова:

зазор тормозных колодок, тормозной барабан, способ регулирования, автоматический регулятор, колесный тормоз, система активной безопасности, безопасность движения.

Abstract

The paper analyzes the techniques of regulation of brake shoe clearances and the automatic regulators of brake shoe clearance used for wheel brake mechanisms; and it also considers the operation of regulating devices and their characteristics.

A new principle of functioning of automatic regulators of brake shoe clearances is described which is based on the use of patterns of change in the direction of friction forces between the surfaces of an elastic element and the surface of the drive shaft of brake cheeks.

The peculiarities of the design technique used to develop the automatic regulator of brake shoe clearance in the wheel brake are considered.

Key words:

brake shoe clearance, brake drum, controlling technique, automatic controller, wheel brake, active safety system, traffic safety.

Введение

Безопасность движения колесных машин в значительной степени обусловливается исправностью, эффективностью и быстродействием тормозов. К исправностям тормозных механизмов можно отнести сохранение оптимальных зазоров колодок тормозных механизмов, зависящих от их износа. Как известно, существенный износ колодок

тормозных механизмов вызывает увеличение зазоров тормозных колодок, следовательно, и времени срабатывания тормозов. Признаком увеличения зазоров тормозных колодок является возросший свободный ход педали тормоза.

Необходимо отметить, что износ накладок тормозных колодок тормозных механизмов зависит от вертикальных нагрузок, приходящихся на тормо-

зующие колеса.

Масса груженых прицепов/полуприцепов практически в 2,5 раза больше массы тягача. Поэтому износ тормозных накладок у прицепов/полуприцепов происходит в 2,5 раза быстрее, чем у тормозов тягача.

Интенсивный износ накладок тормозов прицепов и полуприцепов ведет к запаздыванию торможения прицепов/полуприцепов по отношению к тягачу, что является одной из причин потери устойчивости и управляемости автопоездов при экстренных торможениях. В связи с этим задача создания эффективных автоматических регуляторов зазоров колодок тормозных механизмов автомобильных прицепов/полуприцепов весьма актуальна. Кроме того, сохранение оптимальных зазоров тормозных колодок позволит повысить качество функционирования антиблокировочных систем (АБС), используемых в автопоездах.

Способы регулирования зазоров колодок тормозных механизмов

В современных колесных тормозных механизмах наибольшее распространение получило регулирование зазоров путем изменения местоположения центра опор тормозных колодок с помощью эксцентриковых пальцев, эксцентриковых шайб, регулировочных узлов с винтами, резьбовых регулировочных вилок, переставляемых тяг, вилок-удлинителей, упорных манжет в гидроцилиндрах. Для регулирования зазоров посредством поворота тормозных колодок вокруг неподвижных опор применяются поворотные эксцентрики и механизмы червячного типа [1, 2].

Из анализа конструкций регуляторов зазоров колодок видно, что использование способов, основанных на изменении местоположения центра опор тормозных колодок с помощью эксцентриковых пальцев, эксцентриковых шайб, регулировочных узлов с винтами, резьбовых регулировочных вилок, пере-

ставляемых тяг, вилок-удлинителей, упорных манжет в гидроцилиндрах, ведет к усложнению механизмов. При этом качество автоматического регулирования не обеспечивается.

В связи с этим немалый интерес в области регулирования зазоров тормозных колодок представляют автоматические регуляторы, большинство которых используют в своей основе червячную передачу в сочетании с зубчатой передачей и регулировочным устройством.

Рассмотрим наиболее типичные автоматические регуляторы зазоров тормозных колодок и их особенности.

Устройство автоматического регулятора зазора тормозных колодок колесного тормоза автомобилей семейства МАЗ показано на рис. 1 [3]. Регулировочный рычаг шлицами шестерни 2 садится на разжимной кулак, а верхнее отверстие корпуса 1 соединяется с вилкой тормозной камеры при помощи оси. Поводком 11 рычаг соединяется с кронштейном тормозного механизма посредством фиксатора.

В процессе затормаживания вилка тормозной камеры через ось воздействует на верхнее отверстие корпуса 1 регулировочного рычага и поворачивает его вместе с разжимным кулаком.

Усилие тормозной камеры направлено со стороны шестигранника червячного вала 3. Поводок 11, соединенный с неподвижным кронштейном, остается на месте. Также остается на месте управляющее кольцо 10, т. к. имеет неподвижное соединение с поводком 11. Ввиду того, что рычаг поворачивается, а управляющее кольцо неподвижно, выбирается зазор *Б*. После выбора зазора толкатель 8 упирается в прорезь управляющего кольца и начинает двигаться относительно корпуса 1 вверх, поворачивая подвижную полумуфту 5.

Червячный вал 3 остается неподвижным, т. к. кулачки *К* храповых полумуфт 4 и 5 проскальзывают в направлении обгона.

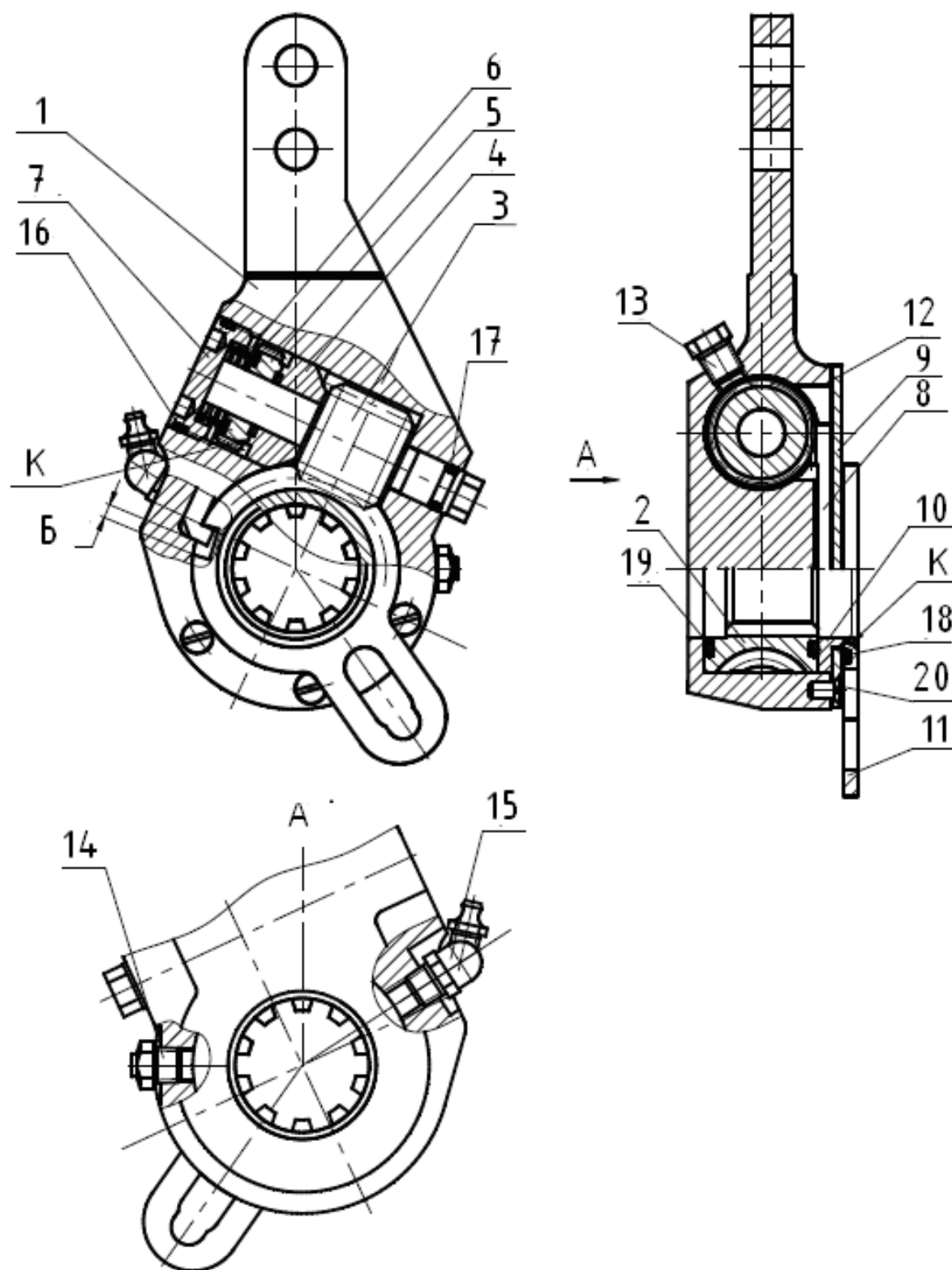


Рис. 1. Устройство автоматического регулятора зазора тормозных колодок автомобилей семейства МАЗ: 1 – корпус; 2 – шестерня; 3 – вал червячный; 4 – неподвижная полумуфта; 5 – подвижная полумуфта; 6 – пружина; 7 – заглушка; 8 – толкатель; 9 – крышка; 10 – кольцо управляющее; 11 – поводок; 12 – прокладка; 13 – пробка; 14 – предохранительный клапан; 15 – масленка; 16, 17, 18, 19 – кольца; 20 – винт

Если зазор между накладками и барабаном тормоза не превышает требуемого, то подвижная полумуфта 5 повернется относительно неподвижной полумуфты 4 в пределах шага кулачков храпового соединения и перескакивания кулачков не произойдет. При растормаживании все детали возвращаются в исходное положение, и регулирование тормоза не осуществляется.

Вследствие износа тормозных накладок зазор в тормозе увеличивается. Тогда корпус 1 в процессе затормаживания повернется на больший угол и толкатель 8 пройдет большее расстояние. На больший угол повернется подвижная полумуфта, перескочат кулачки *K*. Поскольку в процессе затормаживания произошло перескакивание кулачков на один шаг, то вместе с подвижной полумуфтой 4 повернутся и неподвижная полумуфта 4, и червячный вал 3. Вращение от червячного вала передается шестерне 2, которая поворачивается относительно корпуса 1 и, в свою очередь, поворачивает разжимной кулак в сторону уменьшения зазора между накладками и барабаном.

Процесс регулирования повторяется при каждом цикле торможения до тех пор, пока зазор не будет уменьшен до требуемой величины. Таким образом, осуществляется автоматическое регулирование тормоза.

Изображенный на рис. 2 [4] автоматический регулятор также использует червячную передачу и регулировочное устройство, но отличается тем, что опорная шестерня регулировочного устройства разделена на две части с защемлением против соосного перемещения, что позволяет применять конструкцию зубчатой муфты с радиальным зацеплением и осуществлять более тонкую корректировку зазора за счет использования большего количества зубьев на крепежном устройстве, тем самым обеспечивая более прецизионное, точное перемещение тормозного кулачкового вала на необходимую угловую величину. Ре-

гулятор включает в себя тормозной рычаг 1, который содержит червячный вал 2 и регулировочное устройство 4.

Червячный вал 2 входит в зацепление с соответствующей червячной шестерней 5 (также именуемой червячной передачей), которая приводится во вращение через зубчатую передачу 3. На внутренней окружности шестерни 5 расположены шлицы отверстия, соответствующие шлицам на кулачковом валу. Регулировочное устройство 4 и червячный вал 2 совместно выполняют функцию регулировочного привода (также известного как самоустанавливающийся привод) таким образом, что при вращении червячного вала 2 происходит вращение червячной шестерни 5 внутри тормозного рычага 1. Опорное плечо 6, которое крепится на тормозном щите, образует неподвижную опорную точку.

Во многих автоматических регуляторах подобного типа для осуществления вращательного корректирующего движения в качестве регулировочного устройства используется односторонняя муфта, а червячный вал, расположенный в трещотке, поворачивает червячную передачу, сопряженную с тормозным кулачковым валом.

При прекращении воздействия штока тормозной камеры на тормозной рычаг червячный вал поворачивается вокруг своей продольной оси, заставляя червячный вал и червячную передачу перемещаться относительно друг друга в окружном направлении вокруг окружности червячной передачи.

Подобное относительное перемещение червячного вала и передачи создает соответствующее относительное движение между кожухом тормозной трещотки и тормозным кулачковым валом.

В результате, когда шток тормозной камеры тормозного привода возвращается в свое исходное положение, тормозной кулачковый вал в исходное положение не возвращается. Вместо этого тормозной кулачковый вал лишь поворачивается на небольшой угол в

новое исходное положение.

Тормозной кулачок, таким образом, останавливается в соответствующем новом исходном положении, при

котором тормозные накладки находятся ближе к фрикционной поверхности тормозного барабана.

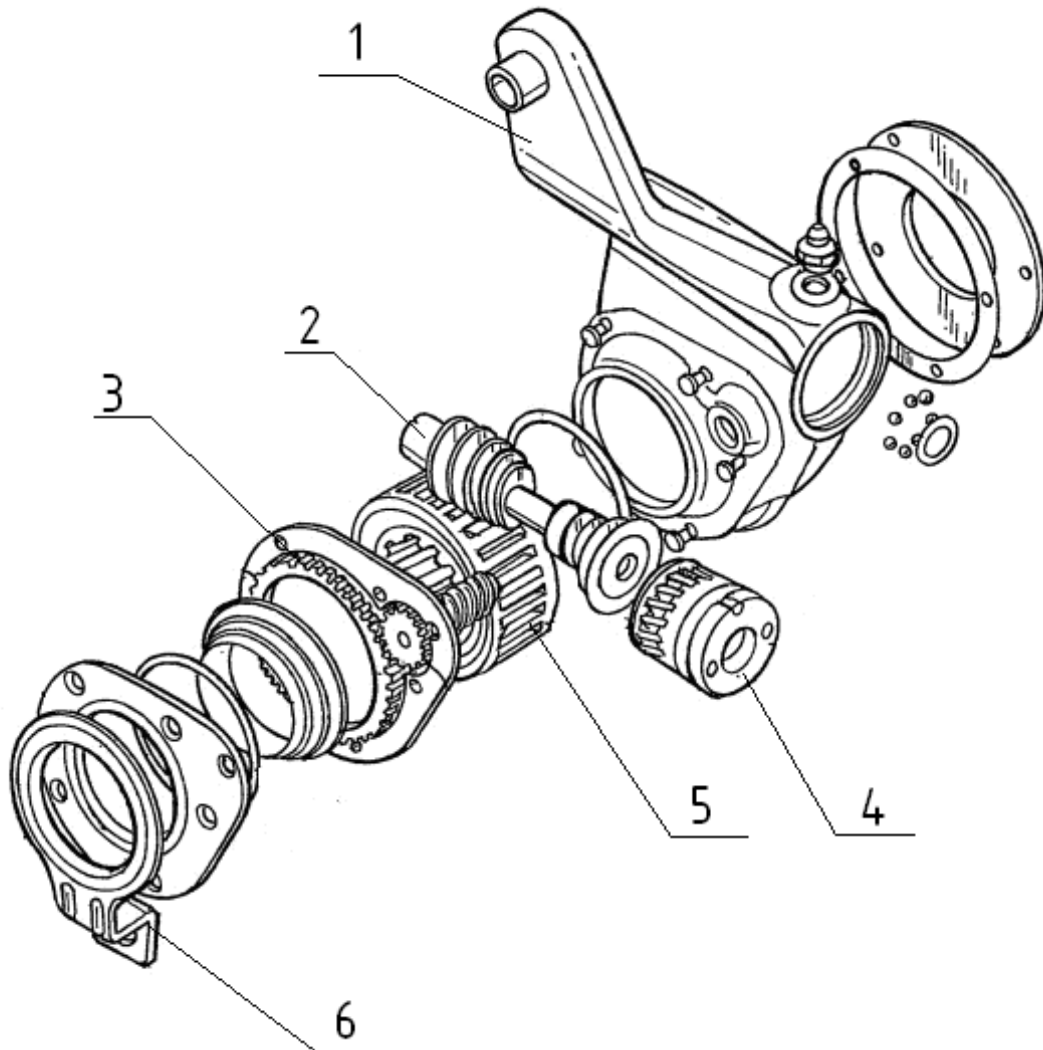


Рис. 2. Автоматический регулятор зазора тормозных колодок, встроенный в тормозной рычаг: 1 – рычаг; 2 – червячный вал; 3 – зубчатая передача; 4 – регулировочное устройство; 5 – червячное колесо; 6 – опорное плечо

Поскольку вращение тормозной трещотки относительно тормозного кулачкового вала приводит к уменьшению зазора между тормозными накладками в новом исходном положении, автоматическая тормозная трещотка компенсирует износ тормозных накладок.

Механизм односторонней муфты, используемый в подобных автоматических регуляторах, обычно является одним из следующих устройств: пружин-

ной обгонной муфтой, установленной на внутреннем диаметре трещотки, причем пружина перемещается в направлении раскручивания (примером может служить модель AA1 фирмы «Халдекс Комершиал Вилк Системз» (Канзас Сити, штат Миссури) или модель SB7 фирмы «Свидиш Брейк Технолоджи» (Ланскрона, Швеция); пружинной обгонной муфтой, установленной на внешнем диаметре, причем пружина пе-

ремещается в направлении скручивания (примером может служить модель тормозной трещотки ASA-5[®], предлагаемая фирмой «Бендикс Спайс Фаундейши Брэик ЛЛК» (Элирия, штат Огайо), или пилообразной зубчатой муфтой, установленной таким образом, что пилообразные зубья входят в зацепление с соответствующей зубчатой поверхностью в одном направлении и отталкиваются друг от друга, проскальзывая в другом направлении.

Последняя конструкция является предпочтительным механизмом, поскольку в ней используется жесткая передача вместо фрикционной, применяемой в устройствах пружинно-обгонного типа. В автоматических тормозных трещотках с пилообразными зубчатыми муфтами пилообразные зубчатые муфты обычно расположены соосно червячному валу трещотки (например, как это предлагает фирма «Мадрас Инжиниринг Индастрис» (Индия) или соосно винту трещотки (примером может служить конструкция, используемая в модели S-ABA фирмы «Халдекс Комерсиал Викл Системз» (Канзас Сити, штат Миссури).

Недостатком трещоток с пружинными обгонными муфтами, в частности с пружинными обгонными муфтами для внутреннего диаметра, является использование фрикционного зацепления, что в результате приводит к произвольному периодическому проскальзыванию перед зацеплением. В итоге для обеспечения надежной регулировки требуются дорогостоящие смазывающие материалы (т. е. дорогие высокопроизводительные специальные смазки).

Более предпочтительными, по сравнению с пружинными обгонными муфтами, являются ранее упоминавшиеся пилообразные зубчатые муфты, использующие жесткую передачу вместо фрикционной. Они имеют более сложную конструкцию и дороги в производстве.

Таким образом, можно констатировать, что существующие регуляторы

зазора тормозных колодок имеют ряд недостатков, вызванных особенностями их конструкции. Наличие в регулирующем устройстве обгонных пружинных муфт, использующих фрикционное зацепление, приводит к периодическому проскальзыванию. Требуются дорогостоящие смазывающие материалы (т. е. дорогие высокопроизводительные специальные смазки). Применение пилообразных зубчатых муфт, использующих жесткую передачу вместо фрикционной, позволяет частично решить описанные проблемы. В то же время такие муфты имеют сложную конструкцию, требуют высоких затрат в производстве и эксплуатации.

В связи с этим актуальной задачей является обеспечение автоматического регулирования зазора между тормозными колодками и барабаном путем создания эффективного и надежного автоматического регулятора зазора тормозных колодок, конструкция которого позволила бы уменьшить затраты на производство и эксплуатацию и избежать недостатков автоматических регуляторов зазоров тормозных колодок.

Автоматический регулятор зазора тормозных колодок колесного тормозного механизма

Разработанный автоматический регулятор зазора тормозных колодок предназначен для автоматического обеспечения оптимальных зазоров между тормозными колодками и тормозным барабаном, а также между тормозными колодками и тормозным диском и может быть использован в тормозных системах различных машин [5–7].

В процессе работы над автоматическим регулятором зазора тормозных колодок решалась задача обеспечения автоматического регулирования зазора между тормозными колодками и барабаном на основе нового принципа работы регулировочного устройства, позволяющего повысить эффективность и

надежность регулятора, снизить сложность и стоимость.

На рис. 1 и 2 представлен разрез автоматического регулятора зазора между тормозными колодками и тормозным барабаном колесного тормозного механизма.

Автоматический регулятор зазора между тормозными колодками 2, 10 и тормозным барабаном 1 тормозного механизма (рис. 3) содержит рычаг 5, установленный на свободном конце кулачкового вала 4, на котором размещен разжимной кулак тормозного механизма, щит тормозной 3, выполненный с зубчатой поверхностью, втулку 9 с зубчатой поверхностью, неподвижно зафиксированную на валу 4 с помощью четырехгранной поверхности и зацепляющуюся с зубчатой поверхностью щита тормозного 3, винт 11, вкрученный в торец вала 4 и закрепляющий шайбу 12, удерживающую в сжатом положении цилиндрическую пружину 6, установленную на валу 4 между рычагом 5 и шайбой 12 и прижимающую рычаг 5 к втулке 9, причем рычаг 5 выполнен с радиальными каналами, в которых размещены подпружиненные ролики 7, взаимодействующие с зубчатыми впадинами зубчатой поверхности, выполненной на валу 4, пружину 8, прижимающую ролики 7 к впадинам зубчатой поверхности, выполненной на валу 4.

Условно работу автоматического регулятора зазора между тормозными колодками и тормозным барабаном колесного тормозного механизма можно разделить на два этапа.

На первом этапе, когда производится торможение, рычаг 5 поворачивается и с помощью роликов 7, установленных в каналах рычага 5, передает вращение валу с разжимным кулаком 4. Вал с разжимным кулаком 4, поворачиваясь, благодаря форме разжимного кулака раздвигает тормозные колодки 2, 10 и прижимает их к тормозному барабану 1. При наличии износа фрикцион-

ных накладок тормозных колодок 2 и 10 поворот вала с разжимным кулаком 4 происходит на большую величину, чем обычно, т. к. необходимо больше раздвинуть тормозные колодки 2 и 10 из-за увеличившегося зазора между тормозными колодками 2 и 10 и тормозным барабаном 1 вследствие износа фрикционных накладок колодок 2 и 10. При таком направлении вращения зубчатая поверхность втулки 9 скользит по зубчатой поверхности тормозного щита 3 и перескакивает на один зуб.

На втором этапе, при растормаживании, рычаг 5 вместе с валом с разжимным кулаком 4 поворачивается в обратную сторону под воздействием возвратной пружины, которая не показана. Тормозные колодки 2 и 10 сдвигаются и отходят от тормозного барабана 1.

Вместе с валом с разжимным кулаком 4 поворачивается, как одно целое, втулка 9 до тех пор, пока ее зубчатая поверхность не упрется в зубчатую поверхность тормозного щита 3.

Поворот вала с разжимным кулаком 4 в этот момент прекращается, т. к. при таком направлении поворота зубчатые поверхности втулки 9 и тормозного щита 3 стопорятся. То есть вал с разжимным кулаком 4 поворачивается в обратную сторону только на величину, необходимую для создания зазора между тормозными колодками 2, 10 и тормозным барабаном 1. Величина поворота вала с разжимным кулаком 4, а соответственно, и величина зазора между тормозными колодками 2 и 10 определяются длиной одного зубца зубчатой поверхности втулки 9 и тормозного щита 3.

Таким образом, вал с разжимным кулаком 4 при повороте в обратную сторону, т. е. при растормаживании, не проходит тот угол поворота, на который он повернулся для компенсации износа фрикционных накладок тормозных колодок 2 и 10 при торможении, т. к. его дальнейшему повороту препятствует стопорение зубчатых поверхностей втулки 9 и тормозного щита 3, т. е. вал с

разжимным кулаком 4 занимает новое положение, при этом благодаря воздействию его разжимного кулака на тормозные колодки 2 и 10 они остаются

частично разведены на величину, соответствующую износу фрикционных накладок.

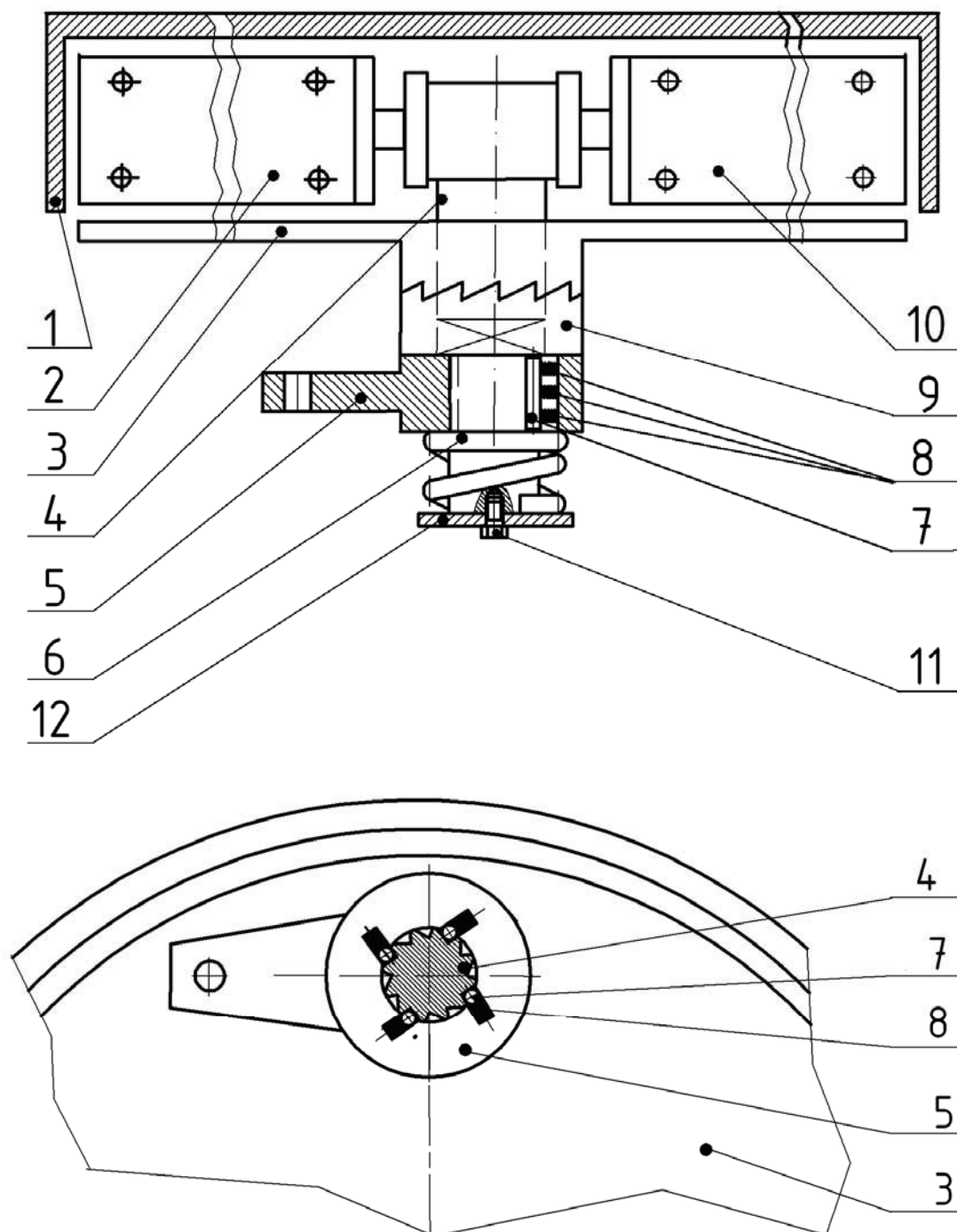


Рис. 3. Автоматический регулятор зазора между тормозными колодками и тормозным барабаном колесного тормозного механизма [7]: 1 – барабан; 2 – колодка; 3 – щит тормозной; 4 – вал; 5 – рычаг; 6 – пружина; 7 – ролики; 8 – пружина; 9 – втулка; 10 – колодка; 11 – винт; 12 – шайба

В результате вал с разжимным кулаком 4 занимает новое положение, разводя тормозные колодки 2 и 10 на величину износа фрикционных накладок.

В то же время рычаг 5 продолжает поворачиваться под действием возвратной пружины относительно вала с разжимным кулаком 4, т. к. ролики 7 вдавливаются в каналы рычага 5 и, сжимая пружины 8, приподнимаются над зубчатой поверхностью вала с разжимным кулаком 4 и входят в новые впадины зубчатой поверхности вала с разжимным кулаком 4.

Таким образом, при работе автоматического регулятора вал с разжимным кулаком 4 при растормаживании периодически, по мере износа фрикционных накладок тормозных колодок 2 и 10, не полностью возвращается в свое прежнее положение, т. е. подкручивается, разводя при этом, благодаря форме разжимного кулака, тормозные колодки 2 и 10 на величину, соответствующую износу фрикционных накладок тормозных колодок 2 и 10, а рычаг 5 всегда возвращается в свое прежнее положение, не требуя вследствие этого удлинения тяги тормозного привода.

В итоге можно отметить, что регулирование происходит при повороте вала с разжимным кулаком 4 в новое положение, при котором разжимной кулак раздвигает тормозные колодки 2 и 10 для компенсации износа накладок, в то время как рычаг 5 всегда возвращается в свое первоначальное положение благодаря проскальзыванию роликов 7 относительно зубчатой поверхности вала с разжимным кулаком 4.

Методика проектирования автоматического регулятора включает в себя функциональный и прочностной расчеты. Алгоритм проектирования автоматического регулятора зазоров представлен на рис. 4.

При этом исходными данными служат параметры тормозного механизма: величина перемещения колодок в зависимости от поворота кулачкового

вала; момент на валу разжимного кулака; минимальный угол поворота тормозного рычага. Данные являются важными условиями проектирования регулятора, поскольку они определяют обременяющие параметры регулятора. Минимальный угол поворота тормозного рычага задает условия расчета количества и модуля храпового колеса, которые должны обеспечивать регулирование зазора во всех диапазонах износа тормозных накладок. В свою очередь величина момента на валу разжимного кулака влияет на уже названные параметры храпового колеса, а также на параметры стопорного клина – ширину и высоту стопорного клина.

В ходе функционального расчета определяются модуль храпового колеса, высота зуба храповой поверхности, число зубьев храповой поверхности, угол впадины храповой поверхности. При этом параллельно производится прочностной расчет элементов регулятора: осуществляется проверка стопорного клина по напряжениям изгиба; по напряжениям изгиба зубьев храповой поверхности; пружины сжатия; по линейному давлению зубьев храповой поверхности. Алгоритм проектирования автоматического регулятора зазоров, представленный на рис. 4, показывает некоторые особенности проектирования, которые следует учитывать при расчете регулятора. В ходе проектирования регулятора при определении его основных параметров необходимо согласовывать их значение исходя из результатов функционального и прочностного расчетов. Наиболее важными и образующими параметрами регулятора являются: число зубьев храпового колеса Z ; модуль храпового колеса m ; ширина стопорного клина b_1 ; высота стопорного клина x , а также параметры пружины-фиксатора. Найденное в ходе функционального расчета число зубьев и модуль храпового колеса обеспечивают нужный шаг регулирования зазора тормозных колодок, позволяя точно

поддерживать необходимый зазор между тормозными колодками и тормозным барабаном. При этом следует параллельно проводить расчет на прочность

регулятора по найденным параметрам, удовлетворяющим требованиям функционального расчета.

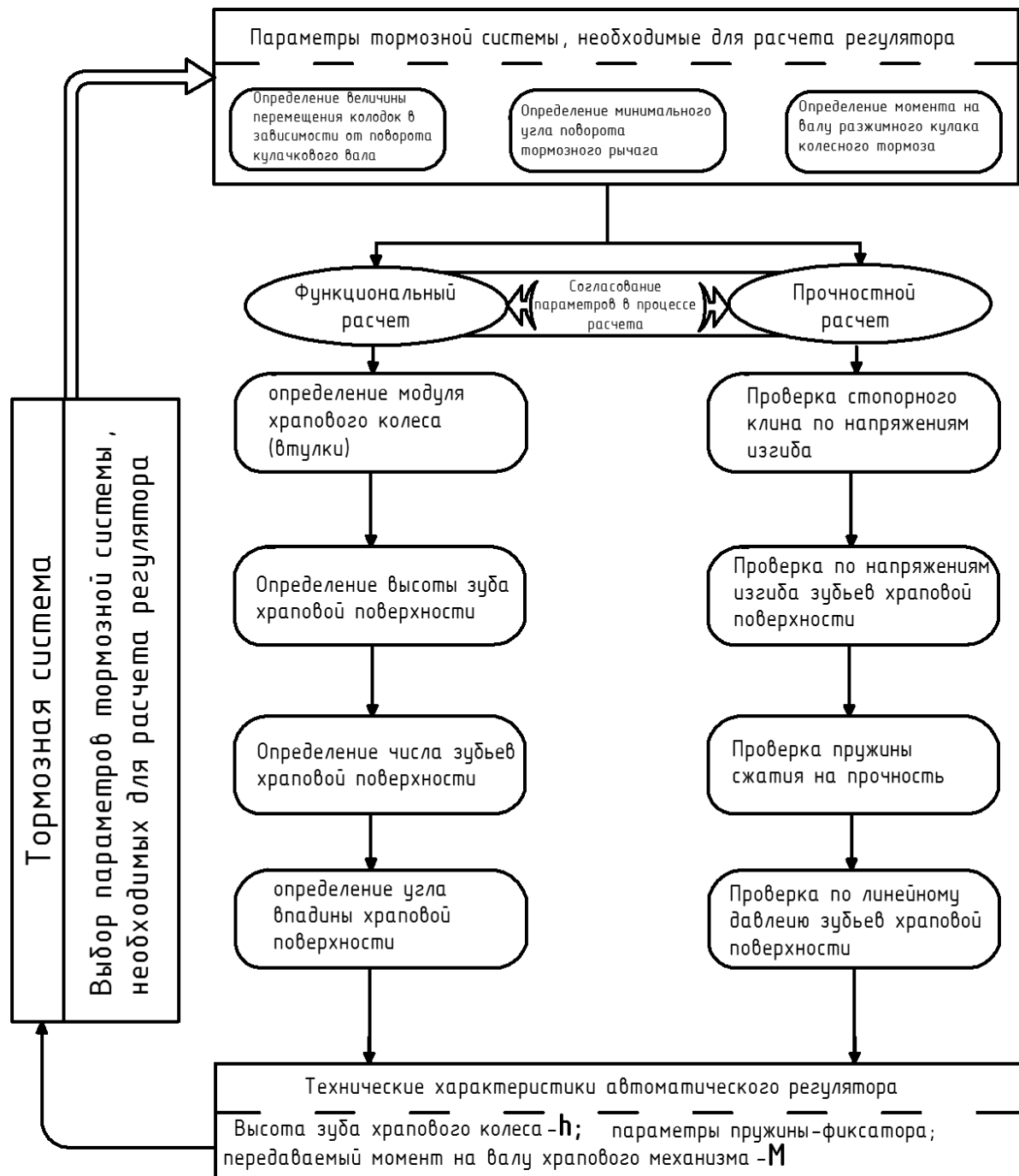


Рис. 4. Алгоритм расчета автоматического регулятора зазора между тормозными колодками и тормозным барабаном колесного тормозного механизма

Стопорный клин в первую очередь проверяется по напряжениям из-

гиба исходя из рассчитанных ширины b_1 и высоты x стопорного клина.

Разработанная методика проектирования регулятора зазора тормозных колодок позволяет произвести расчет автоматического регулятора для тормозных механизмов в различных машинах.

Заключение

Разработан новый принцип функционирования автоматических регуляторов зазоров тормозных колодок, основанный на использовании закономерности изменения направления сил трения, возникающих между поверхностями упругого элемента и поверхностью вала привода колодок тормоза, а также автоматический регулятор, ограничивающий поворот колодок в заданных пределах при любом износе накладок.

Методика проектирования, основанная на новом принципе функционирования автоматического регулятора, позволила разработать новую конструкцию автоматического регулятора зазоров тормозных колодок колесного тормоза.

Использование нового принципа регулирования зазоров тормозных колодок дает возможность повысить эффективность и надежность автоматического регулятора зазоров тормозных колодок, уменьшив при этом стоимость производства и эксплуатации регулятора зазоров.

В разработанной конструкции автоматического регулятора зазоров значительно уменьшилось число кинема-

тических связей по сравнению с существующими регуляторами зазоров тормозных колодок.

Уменьшение кинематических связей, а следовательно, и конструктивных составляющих элементов регулятора позволяет объективно утверждать о снижении материалоемкости регулятора и вероятности потери работоспособности регулятора вследствие уменьшения количества деталей и, соответственно, мест сопряжения в кинематической схеме регулятора.

Данная конструкция регулировочного устройства позволяет осуществлять более тонкую корректировку зазора тормозных колодок за счет использования большего количества зубьев на втулке и тормозном щите, тем самым обеспечивая точное и стабильное перемещение тормозного кулачкового вала на необходимую угловую величину.

Автоматическое регулирование и сохранение точного зазора тормозных колодок вне зависимости от износа накладок тормозных колодок повышает безопасность движения колесной машины, устраняя запаздывание срабатывания тормозного привода при нарушении величины зазора тормозных колодок, обеспечивая тем самым корректную работу системы активной безопасности и тормозной системы в целом колесной машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Осепчугов, В. В.** Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета : учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с. : ил.
2. Тормозные устройства : справочник / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1985. – 312 с. : ил.
3. Рычаги регулировочные МАЗ [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.autoopt.ru/articles/products/527570>. – Дата доступа : 26.09.2016.
4. Автоматическая тормозная трещотка, тормозной механизм транспортного средства, транспортное средство и узел односторонней муфты для автоматической тормозной трещотки [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.findpatent.ru/patent/249/2494293.html>. – Дата доступа : 26.09.2016.
5. Автоматический регулятор зазора в тормозном механизме : пат. 16291 РБ ВУ, МКИ С 1 F 16 D 55 / 00 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20100978 ; заявл. 26.06.10 ; опубл. 28.02.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 246.

6. Автоматический регулятор зазора между колодками и барабаном тормозного механизма : пат. 16590 РБ ВУ, МКИ С 1 F 16 D 65 / 38, F 16 D 65 / 52 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20100980; заявл. 28.06.10 4 опубл. 30.12.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 266.

7. Автоматический регулятор зазора между тормозными колодками и барабаном тормозного механизма : пат. 16591 РБ ВУ, МКИ С 1 F 16 D 65 / 38, F 16 D 65 / 52 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20100981 ; заявл. 28.06.10 ; опубл. 30.12.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 269.

Статья сдана в редакцию 26 сентября 2016 года

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

Артем Александрович Мельников, студент, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

Artem Aleksandrovich Melnikov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.81

В. М. Пашкевич

**МЕТОДОЛОГИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ
СЕМАНТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ И ПРОЦЕДУРЫ ОБУЧЕНИЯ**

UDC 621.81

V. M. Pashkevich

**METHODOLOGY OF COMPUTER-AIDED DESIGN OF MECHANISMS BASED
ON THE USE OF FUNCTIONAL SEMANTIC NETWORKS AND THE LEARNING
PROCEDURE**

Аннотация

Рассматривается методология автоматизированного проектирования механизмов на базе функциональных семантических сетей, обеспечивающая «открытую» архитектуру вычислений и управления расчетными параметрами.

Ключевые слова:

расчет и проектирование, детали и узлы приводов машин, функциональные семантические сети, отношения, поиск оптимальных решений, обучение.

Abstract

The paper considers the methodology of computer-aided design of mechanisms based on the use of functional semantic networks, which provides an open architecture of calculations and design parameters control.

Key words:

calculation and design, components and assemblies of machine drives, functional semantic networks, relations, search for optimal solutions, machine learning.

Введение

Современный подход к проектированию механизмов включает ряд типовых действий, среди которых выделяют энерго-кинематический расчет, прочностные расчеты деталей, расчет размерных цепей и др. [1].

Как правило, каждый из этих расчетов рассматривается как некоторый этап общего процесса проектирования объекта, в связи с чем полученные результаты часто используются как промежуточные – для дальнейших этапов, входящих в общую последовательность проектирования. В то же время каждый из таких этапов считается условно неза-

висимым от предыдущих.

Данный подход, однако, не учитывает функциональных взаимосвязей, возникающих между расчетными параметрами ввиду наличия указанной последовательности. Так, например, результаты энергетического (силового) расчета привода влияют на размерные параметры деталей машины или агрегата. Изменение конструктором компоновочных размеров, как правило, приводит к изменению силовых характеристик привода, которое может быть скомпенсировано размерами деталей механизма, изменением их материала и т. д. Из-за отсутствия гибкости в учете

таких взаимосвязей между параметрами конструкции и результатами расчетов результат проектирования может обеспечить завышение массогабаритных характеристик конструкций или, наоборот, их низкую прочность. Ввиду этого процесс проектирования в большинстве случаев носит циклический характер,

когда требуемые результаты получают путем последовательных приближений и корректировок.

Структурная схема, иллюстрирующая такую методику, представлена на рис. 1. Стрелки на схеме показывают реализуемую последовательность действий.

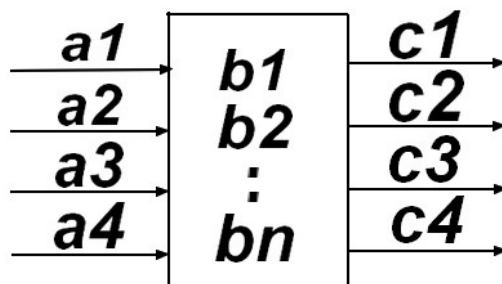


Рис. 1. Структурная схема, иллюстрирующая традиционную методику расчета деталей и узлов механизмов

В качестве основы для расчета принимаются так называемые входные, или исходные, данные $a_1 \dots a_m$. На базе положенного в основу конкретной методикой алгоритма они, при необходимости, преобразуются в промежуточные результаты расчета $b_1 \dots b_n$. Далее, в соответствии с используемым алгоритмом, получают окончательные результаты $c_1 \dots c_k$ – выходные данные.

Описанная последовательность является методологической основой для каждого типа из вышеприведенных расчетов.

Несмотря на простоту такого подхода и его логическую очевидность для конечного пользователя, он обладает рядом недостатков.

Как правило, связь между параметрами a_i и c_j нелинейная, а описывающие ее уравнения часто являются трансцендентными. В том случае, если результат расчетов не устраивает проектировщика, в промежуточные результаты или исходные данные вносятся поправки, соответствующие степени ука-

занной невязки, после чего расчет повторяют. Последовательность корректировок позволяет получить требуемый результат за некоторое число итераций, которое может быть значительным.

Кроме указанного обстоятельства, проектировщику в большинстве случаев недоступны для изменения промежуточные результаты расчетов c_k , т. к. для этого требуется решение трансцендентных уравнений.

Данные обстоятельства показывают, что традиционная методология проектирования опирается на «закрытую» схему вычислений, в которой расчет ограничивается жестким и, как правило, последовательным сценарием.

Альтернативу такому подходу может составить методология проектирования с «открытой» архитектурой, где для изменений доступны не только выходные данные, но и результаты промежуточных вычислений.

При этом оператор может заранее задавать целевые величины c_k , а также оперировать промежуточными результа-

тами расчетов b_j таким образом, если бы они являлись входными параметрами.

Структурная схема, иллюстриру-

ющая идею таких вычислений, обеспечивающих «открытый» характер проектирования, приведена на рис. 2.

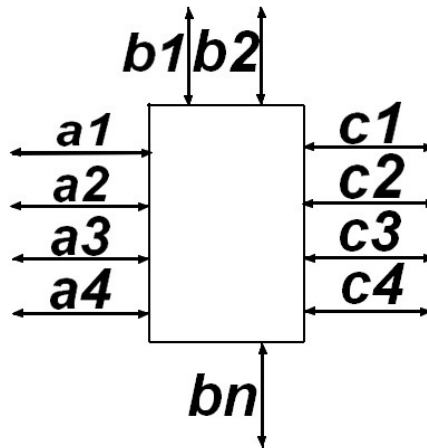


Рис. 2. Структурная схема, иллюстрирующая «открытую» архитектуру проектирования деталей и узлов механизмов

Каждый из параметров a_i , b_j и c_k представляет собой равнозначные величины, изменение каждой из которых приводит к соответствующей корректировке значений других параметров в соответствии с набором заранее выбранных функциональных зависимостей между ними. Таким образом, в приведенной схеме отсутствует понятие входных и выходных параметров, т. к. каждый из них может выступать как в роли входного, так и выходного. Ввиду этого на схеме используются двухсторонние стрелки, иллюстрирующие возможность каждого из параметров выступать в роли как входных, так и выходных данных.

Описанный подход позволяет в единой вычислительной среде объединить все приведенные этапы расчета, т. е. решение задачи приобретет комплексный характер при тесном взаимодействии ее параметров, обеспечивающем как решение прямых, так и обратных задач.

Так, например, при изменении геометрических параметров (размеров, входящих в размерные цепи конструкции) могут быть автоматически ском-

пенсированы прочие компоновочные размеры элементов узла или, например, при изменении материала какого-либо элемента конструкции могут быть соответствующим образом скорректированы размеры прочих ее элементов для обеспечения требуемых массогабаритных характеристик.

Следует отметить, что элементы такого подхода уже реализуются частично в некоторых CAD-системах в форме процедур адаптивной сборки. В этой процедуре при изменении размеров одного из элементов сборочной единицы автоматически изменяются и размеры сопряженных элементов [2].

Однако реализован такой подход только для этапа геометрической компоновки механизма, т. е. только для расчета соответствующих размерных цепей.

Представленный подход базируется на использовании технологии функциональных семантических сетей и позволяет реализовать описанную «открытую» архитектуру проектирования деталей и узлов механизмов с учетом энергетических, размерных, прочностных и др. взаимосвязей.

Основная часть

Описанная во введении методология вычислений опирается на представлении совокупности расчетных функций вида

$$c_k = q_k(a_i; b_j) \quad (1)$$

в форме отношения

$$f(a_i; b_j; c_k) = 0. \quad (2)$$

При этом изменение каждого из параметров отношения должно приводить к изменению других его параметров для обеспечения справедливости выражения (2).

Реализовать данную концепцию можно на основе использования функциональных семантических сетей [3], представляющих собой логическую схему, описывающую функциональные взаимосвязи между аргументами совокупности указанных математических зависимостей.

Семантическую сеть удобно приводить в виде графа, в котором вершины отображают параметры и отношения, а ребра (дуги) – наличие связей между ними. Таким образом, семантическую сеть можно представить тройкой объектов (V, E, θ) , где V – множество вершин графа; E – множество ребер; θ – функция инцидентности, которая каждому элементу множества E ставит в соответствие пару элементов из множества V [4].

У функциональной семантической сети множество вершин V является объединением непересекающихся подмножеств P и R , т. е.

$$V = P \cup R, \quad (3)$$

где P – множество параметров, включающее исходные, промежуточные и выходные параметры рассчитываемой задачи; R – множество отношений, определяющих расчетные зависимости решаемых с помощью семантической

сети задач, т. е.

$$R_i = \{ f(P_1, \dots, P_j) = 0 \}, \quad (4)$$

где P_j – элемент множества параметров P сети; R_i – i -е отношение сети, определяющее функциональные зависимости между параметрами $P_1, \dots, P_j$.

На рис. 3 приведена возможная структура функциональной семантической сети, представляющей собой в общем случае двудольный граф и состоящей из N отношений $f(P_1, \dots, P_j)$ между M параметрами P_i . При этом вершины-кружки являются параметрами проектируемой системы, а вершины-прямоугольники содержат расчетные зависимости (отношения).

Для двудольного графа, представленного на рисунке, функция инцидентности имеет вид:

$$\theta(e) = \{ (P_i, R_j) \mid P_i \in P, R_j \in R \}, \quad (5)$$

что означает, что любое ребро сети соединяет некоторую вершину из множества P с некоторой вершиной из множества R .

В функциональной семантической сети под отношением R , определенном на k своих атрибутах (значениях параметров $P_1, \dots, P_k$), понимается некоторое подмножество декартова произведения доменов D_i (множеств возможных значений), т. е.

$$R(P_1, \dots, P_k) \subseteq D_1 \times \dots \times D_k, \quad (6)$$

где $P_j \in D_j$ ($j = 1, 2, \dots, k$).

Отношение R указывает на существование определенных зависимостей между значениями атрибутов в пространстве, определенном декартовым произведением их доменов.

Любой кортеж, удовлетворяющий отношению R , является его элементом, что эквивалентно условию

$$(P_1, \dots, P_j, \dots, P_k) \in R. \quad (7)$$

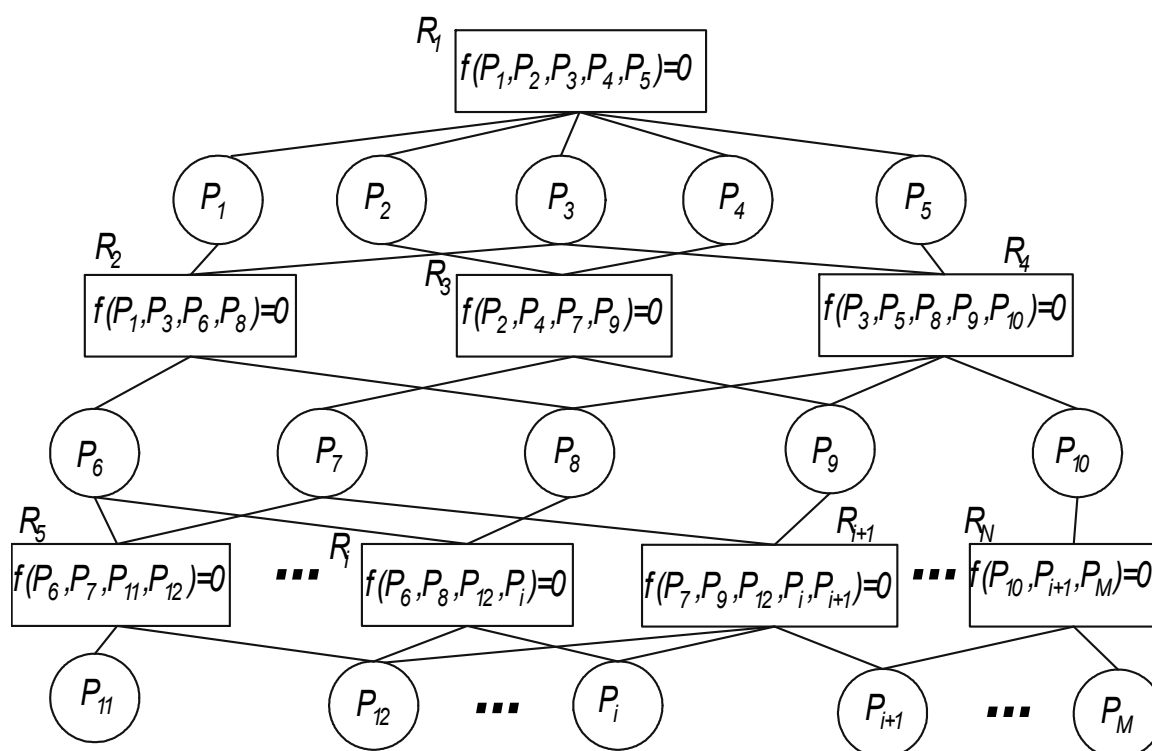


Рис. 3. Пример структуры функциональной семантической сети

Это условие означает, что любое изменение одного из параметров P_j должно автоматически приводить к функциональным изменениям остальных параметров, обеспечивающим выполнение условия (4). Таким образом, семантической сетью будет поддерживаться отбор допустимых сочетаний расчетных параметров P_j .

Следует отметить, что функциональная семантическая сеть является неориентированным графом, т. к. только при постановке условия задачи станет известно, какие параметры являются входными, а какие выходными для отношений сети.

Данное обстоятельство позволяет организовать поиск решений на семантической сети следующим образом.

Выделим в кортеже какой-либо атрибут P_j , обозначив его через y . Отношение будет функциональным, если для всего множества кортежей кортежи $(P_1, \dots, P_{j-1}, P_{j+1}, \dots, P_k)$ будут различны-

ми. В этом случае кортежу $(P_1, \dots, P_{j-1}, P_{j+1}, \dots, P_k)$ соответствует не более одного значения $P_j = y$ такого, что $(P_1, \dots, P_j, \dots, P_k) \in R$. Следовательно, значение $P_j = y$ однозначно определяется значениями кортежа $(P_1, \dots, P_{j-1}, P_{j+1}, \dots, P_k)$ и соответствует функции

$$y = F^{(P_j)}(P_1, \dots, P_{j-1}, P_{j+1}, \dots, P_k), \quad (8)$$

называемой разрешением функционального отношения для атрибута $P_j = y$.

При одном выделенном атрибуте y ранг отношения полагается равным единице. Если взять отношение ранга z , то будет определено z функций, зависящих от $k - z$ переменных:

$$y_i = F_i(P_1, \dots, P_{k-z}), \quad (9)$$

где $i = 1, 2, \dots, z$.

Поиск решения в данном случае заключается в поиске кортежа $(P_1, \dots, P_{k-z})$, удовлетворяющего одновременно всему множеству функций u_i .

Если отношение имеет только одно разрешение, то используется так называемый алгоритм паросочетаний, когда устанавливается взаимно однозначное соответствие между обоими типами вершин семантической сети.

Если же ранг отношений больше единицы, то для нахождения минимально замкнутой системы отношений, необходимой для решения поставленной задачи, требуются более сложные алгоритмы, в том числе переборные.

На следующем этапе у отношений, входящих в минимально замкнутую си-

стему, выявляются входы и выходы. В результате этого происходит преобразование отношений в соответствующие функции:

$$R = \{f(P_1, \dots, P_k) = 0\} \rightarrow$$

$$F^{(P_i)}(P_1, \dots, P_{j-1}, P_{j+1}, \dots, P_k). \quad (10)$$

Пример преобразования отношения R , состоящего из k параметров, в функцию F , обеспечивающую нахождение параметра P_i , показан на рис. 4.

Далее, после преобразования всех отношений R в соответствующие функции F , формируется цепочка функций для решения поставленной задачи (рис. 5).

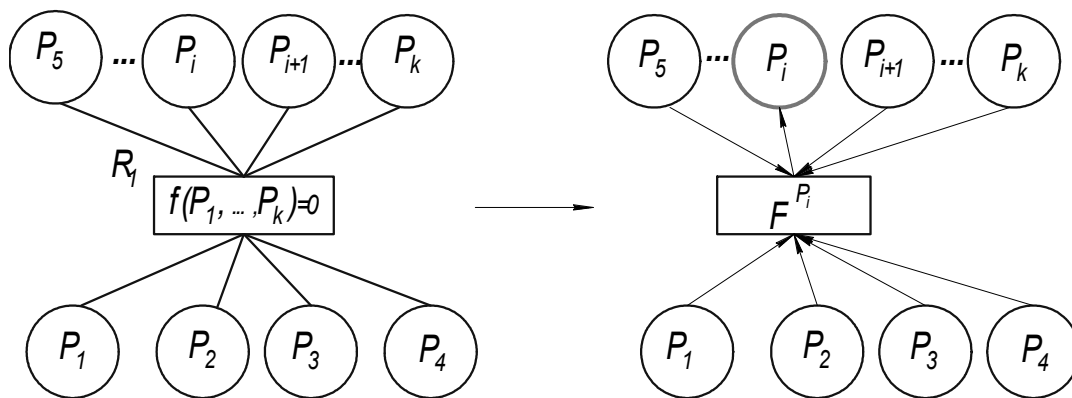


Рис. 4. Пример преобразования отношения в функцию

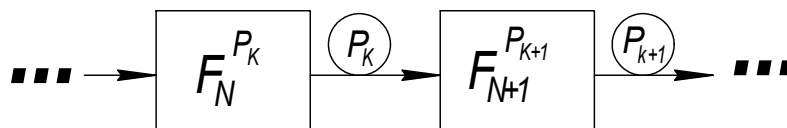


Рис. 5. Формирование цепочки функций

В результате этого происходит преобразование неориентированного двудольного графа отношений в ориентированный граф решения задачи, в ко-

тором вершины-кружки являются входными параметрами проектируемой системы, а вершины-прямоугольники содержат функции, в которые отношения

между параметрами проектируемой системы были преобразованы. Вычисление значений функций относительно входных параметров позволяет определить выходные параметры системы.

Следует отметить, что преобразование неориентированного двудольного графа отношений в ориентированный граф решения задачи не всегда происходит по линейному сценарию, при этом в цепочке функций могут появляться так называемые стыки, вилки и циклы, для устранения которых могут использоваться нетривиальные алгоритмы [3, 5].

Описанный алгоритм поиска решения позволяет организовать процедуру автоматизированного проектирования механизмов для любых сочетаний их входных и (или) выходных параметров или установить ее принципиальную невозможность при условии неполноты входной информации, обеспечивающей преобразование отношений семантической сети в функции. Указанный алгоритм использует разработанная в Белорусско-Российском университете интеллектуальная система SEMANTIC для проектирования технологических приспособлений на базе функциональных семантических сетей [6].

Другой особенностью системы является возможность ее обучения или самообучения.

Результаты обучения при этом рассматриваются как набор исходных, промежуточных и выходных параметров P_i задачи, успешно решенной ранее под управлением оператора. Такой набор параметров (прототип решения) может быть получен также на основе процедуры самообучения системы, когда генератором задач формируются случайные сочетания исходных данных для проектирования механизма, а результаты автономного решения соответствующей задачи размещаются в базе знаний системы [7].

Наличие указанной базы позволяет организовать процедуру автоматизи-

рованного проектирования по аналогии, в соответствии с хранящимися в базе знаний прототипами. Суть такой процедуры сводится к решению задачи метрического распознавания образов [7] и отражена на рис. 6.

Очевидно, что каждый прототип решения может рассматриваться как набор координат P_i многомерной точки в факторном пространстве задачи общей размерности n . Так, на рис. 6 отображен поиск прототипа в двухмерном пространстве параметров P_1 и P_2 . В базе знаний системы хранятся решения-прототипы $Z_1, Z_2, \dots, Z_k$. Для условия поставленной задачи Z_0 рассчитываются эвклидовы расстояния до прототипов Z_i (только по координатам, соответствующим известным входным параметрам), из которых выбирается ближайший, удовлетворяющий условию

$$L_{0k} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (P_{0i} - P_{ki})^2} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Отобранный прототип принимается системой как результат предварительного расчета механизма.

В том случае, если заданный критерий качества или требуемые выходные параметры обеспечены, прототип принимается в качестве окончательного результата проектирования. Если же решение не получено, программой [6] производится поиск решения в окрестностях прототипа на основе метода случайного поиска с возвратом [4].

Суть указанного метода проиллюстрирована на рис. 7.

В данном алгоритме поиск значений параметров $P_1, P_2, \dots, P_n$, доставляющих экстремум (максимум) функции $Z = f(P_1, P_2, \dots, P_n)$, начинается из исходной точки $Z_{\text{исх}}$, соответствующей пробному решению, в которой определяется значение целевого критерия $Z_{\text{исх}}(P_1, P_2, \dots, P_n)$.

Из n переменных $P_1, P_2, \dots, P_n$ вы-

бирается одна, например P_1 , значения же остальных фиксированы.

Далее совершается переход от исходной к новой допустимой точке Z_1 и для нее оценивается значение целевого

критерия $Z_1(P_1, P_2, \dots, P_n)$, которое сравнивается со значением, найденным в точке $Z_{исх}(P_1, P_2, \dots, P_n)$.

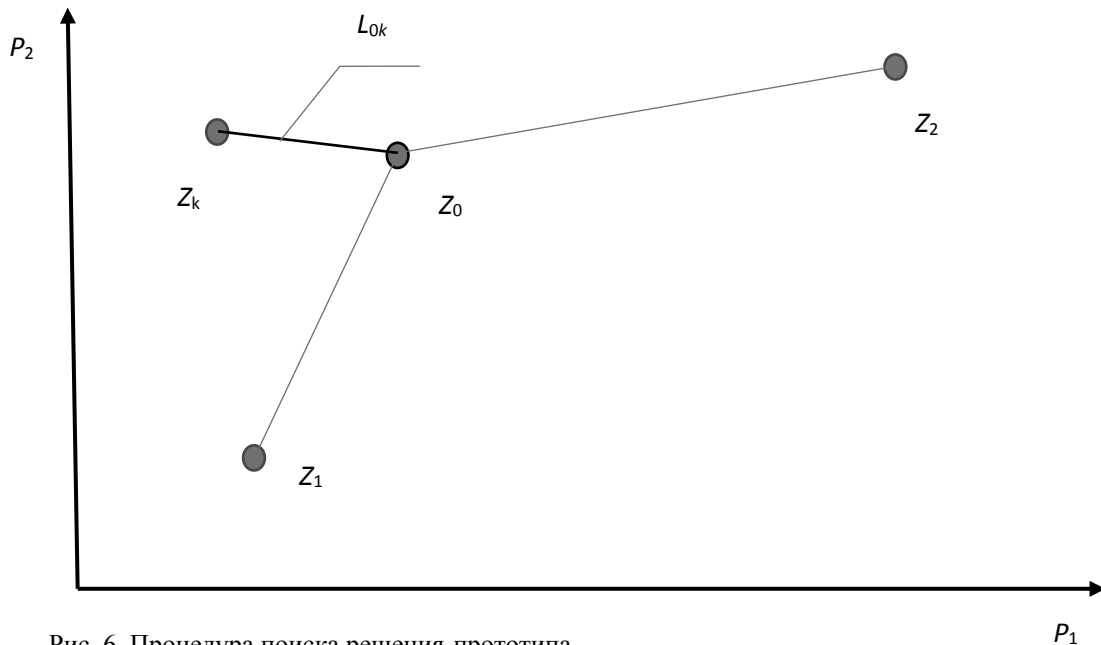


Рис. 6. Процедура поиска решения-прототипа

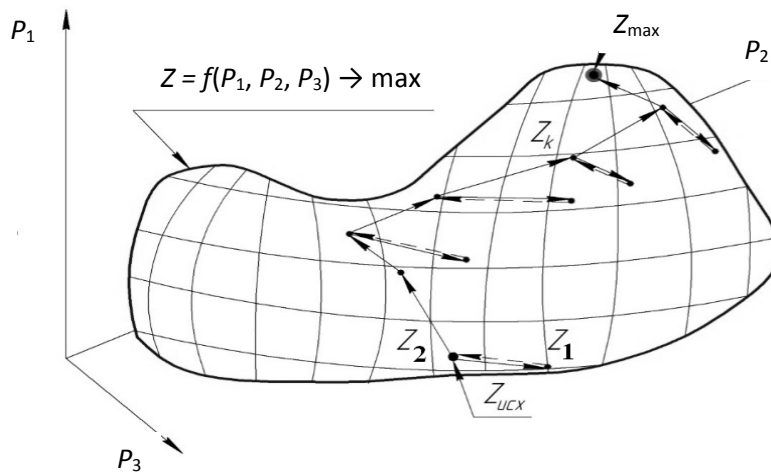


Рис. 7. Схема случайного поиска с возвратом

Переход к новой точке осуществляется в соответствии с формулой

$$\begin{aligned} Z_1(P_{1(k+1)}, P_2, \dots, P_n) = \\ = Z_1(P_{1k} \pm a_k r_k, P_2, \dots, P_n), \end{aligned} \quad (12)$$

где a_k – величина k -го шага, определяемая случайным образом; r_k – единичный вектор, в направлении которого производится этот шаг.

Если оказывается, что

$$Z_1(P_1, P_2, \dots, P_n) > Z_{\text{исх}}(P_1, P_2, \dots, P_n), (13)$$

то совершается переход из точки $Z_{\text{исх}}$ в точку Z_1 , после чего последняя становится новой исходной для продолжения поиска. Если же условие (13) не выполняется, то осуществляется возврат в исходную позицию.

Далее в качестве пробных выбираются точки, для которых последовательно изменяются остальные координаты (параметры $P_1, P_2, \dots, P_n$). Этот процесс продолжается до тех пор, пока сохраняется возможность улучшения це-

левого критерия, т. е. пока не будет найдена точка глобального экстремума функции $Z^*(P_1^*, P_2^*, \dots, P_n^*)$ или субоптимальное решение, качество которого удовлетворяет оператора.

Таким образом, процедура поиска базируется на использовании двух операций – выбора подходящего направления, двигаясь в котором можно достичь улучшения критерия качества $Z = f(P_1, P_2, \dots, P_n)$, а также оценки случайной величины перемещения. Процедура описывается соотношениями

$$Z(P_1, \dots, P_{ik}, \dots, P_n) = \begin{cases} Z(P_1, \dots, P_{i(k-1)}, \dots, P_n), \\ \text{если } Z(P_1, \dots, P_{i(k-1)}, \dots, P_n) < Z(P_1, \dots, P_{ik}, \dots, P_n); \\ Z(P_1, \dots, P_{ik}, \dots, P_n), \\ \text{если } Z(P_1, \dots, P_{ik}, \dots, P_n) \leq Z(P_1, \dots, P_{i(k-1)}, \dots, P_n). \end{cases} \quad (14)$$

Эффективность представленной методологии была подтверждена на задачах, связанных с проектированием станочных приспособлений [4]. Ее применение позволило обеспечить снижение массогабаритных показателей технологического оснащения на 15...25 % за счет использования функциональных взаимосвязей между параметрами проектируемых механизмов.

Заключение

1. Рассмотрены методологические основы построения автоматизированной процедуры проектирования и расчетов машин на базе функциональных семан-

тических сетей. Показано, что указанный подход обеспечивает «открытую» архитектуру взаимодействия между расчетными параметрами задач и может быть использован компьютерными интеллектуальными системами.

2. Описана процедура обучения (самообучения) компьютерной системы, обеспечивающая автономное решение задач проектирования по аналогии с прототипами, хранящимися в базе знаний.

3. Приведен алгоритм случайного поиска с возвратом, обеспечивающий поиск решений на функциональных семантических сетях в автономном режиме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.
2. Адаптивное моделирование в Autodesk Inventor / САПР и графика. – 2003. – № 10. – С. 25–27.
3. **Поспелов, Г. С.** Искусственный интеллект – основа новой информационной технологии / Г. С. Поспелов. – М. : Наука, 1988. – 280 с.
4. **Пашкевич, В. М.** Функциональные семантические сети для обеспечения точности механической обработки : монография / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 210 с.

5. **Пашкевич, В. М.** Проблема возникновения стыков при проектировании станочных приспособлений на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Сб. науч. тр. Междунар. Балт. ассоц. машиностроителей ; под ред. В. Н. Тилипалова. – Калининград, 2009. – С. 98–103.

6. **Миронова, М. Н.** Интеллектуальная система для расчета станочных приспособлений / М. Н. Миронова // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 26–33.

7. **Пашкевич, В. М.** Самообучающиеся системы искусственного интеллекта в машиностроении : монография / В. М. Пашкевич, Ж. А. Мрочек. – Могилев : МГТУ, 2003. – 434 с.

Статья сдана в редакцию 21 июля 2016 года

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: pvm@bk.ru.

Viktor Mikhailovich Pashkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: pvm@bk.ru.

УДК 629.113

М. Л. Петренко, А. С. Мельников, А. В. Юшкевич, С. В. Лихтар, Е. А. Моисеев, А. А. Мельников

ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

UDC 629.113

M. L. Petrenko, A. S. Melnikov, A. V. Yushkevich, S. V. Likhtar, E. A. Moiseyev, A. A. Melnikov

ELECTRONIC AND MECHANICAL ACTIVE SAFETY SYSTEM

Аннотация

Рассмотрена система активной безопасности двухколесного транспортного средства, действующая на основе силового анализа величины тормозных моментов, фактически реализуемых на колесах мотоцикла, и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Описаны принципиальная схема системы активной безопасности, устанавливаемой на двухколесные транспортные средства, принцип действия и алгоритм управления на базе отслеживания фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Ключевые слова:

система активной безопасности, блокировка, антиблокировочная система, блок обработки информации, боковые силы, электромеханическая САБ, силовой исполнительный элемент, алгоритм управления, тормозной момент, двухколесное транспортное средство.

Abstract

The paper deals with the active safety system of a two-wheeled vehicle acting on the basis of the force analysis of brake torque values actually occurring on motorcycle wheels and the lateral force values between a wheel and the supporting surface in the contact area. It describes the concept of active safety systems installed on two-wheeled vehicles, the principle of operation and the control algorithm based on monitoring actually occurring braking torques and lateral force values between a wheel and the supporting surface in the contact area.

Key words:

active safety system, locking, anti-lock braking system, information processing unit, lateral forces, electromechanical active safety system, power actuator, control algorithm, brake torque, two-wheeled vehicle.

Повышение спроса на различные виды двухколесных транспортных средств приводит к росту их количества на дорогах общего пользования. Выпуском двухколесных транспортных средств занимаются многие производители, например, такие производители мототехники, как «Хонда», БМВ, ОАО «Мотовело» (Минский мотоциклетно-велосипедный завод, ММВЗ), «Сузуки» и др.

Перечень выпускаемой продукции двухколесных транспортных средств очень широкий: мотоциклы, мопеды, мотороллеры, скутеры, электроскутеры, электромопеды, электровелосипеды.

Правила ЕЭК ООН № 13 [1], разработанные в отношении транспорта, и технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» [2] предъявляют жесткие требования к конструкции и

© Петренко М. Л., Мельников А. С., Юшкевич А. В.,
Лихтар С. В., Моисеев Е. А., Мельников А. А., 2016

параметрам тормозных систем транспортных средств. Согласно внесенным изменениям в эти нормативные документы с 2016 г. все мотоциклы с объемом двигателя 125 см³ и выше, выпускаемые в Европе или реализуемые там, должны будут комплектоваться системой АБС или комбинированной тормозной системой [1, 2].

В настоящее время на двухколесные транспортные средства устанавливаются совместно с АБС только гидравлические тормозные устройства, которые существенно повышают их стоимость и снижают конкурентоспособность на рынке, а транспортные средства, оборудованные механическими тормозными устройствами, не соответствуют требованиям правил ЕЭК ООН № 13.

Гидравлические и различные механические тормозные устройства, устанавливаемые на мотоциклы, обладают своими достоинствами и недостатками.

Гидравлические тормозные механизмы, устанавливаемые на двухколес-

ные транспортные средства, позволяют развивать необходимые тормозные усилия, обладают высокой скоростью срабатывания, удобством размещения на транспортном средстве. Гидравлическая тормозная система дает возможность реализовать более сложные схемы комбинированной тормозной системы.

Мотоциклы оборудуются отдельными рабочими контурами тормозной системы на переднее и заднее колеса, также может устанавливаться комбинированная тормозная система, при которой тормозные контуры на переднем и заднем колесах могут быть совмещены либо может иметься один общий контур, подведенный к тормозному механизму на переднем и заднем колесах, и отдельный контур на одном из колес.

Комбинированная тормозная система обеспечивает функционирование даже при выходе из строя одного из тормозных приводов.

Варианты обычной и комбинированной тормозных систем представлены на рис. 1.

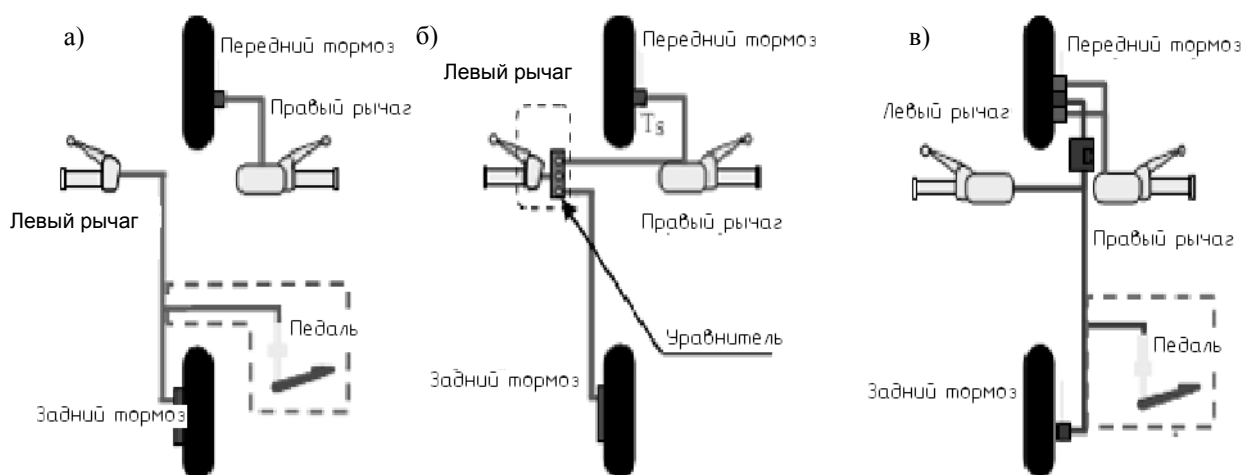


Рис. 1. Варианты обычной и комбинированной тормозных систем: а — обычная тормозная система; б — комбинированная тормозная система с одним общим контуром; в — комбинированная тормозная система с одним общим контуром и отдельным контуром на переднее колесо [3]

При имеющихся достоинствах гидравлические тормозные системы и их компоненты являются довольно дорогостоящими по производству и уста-

новке, что вызвано применением при их производстве дорогостоящих материалов, а также высокоточных методов обработки деталей гидравлических тор-

мозных механизмов и компонентов, приводящих их в действие (гидравлические шланги высокого давления, главный тормозной цилиндр, совмещенный с тормозной ручкой).

Стоимость гидравлической тормозной системы, установленной на двухколесные транспортные средства, значительно повышает и их стоимость.

При допустимости установки комбинированных систем на мотоциклы они не обеспечивают в полной мере устойчивости мотоциклов и других двухколесных транспортных средств.

На многие двухколесные транспортные средства (мотоциклы, мопеды, мотороллеры, скутеры, электроскутеры, электромопеды, электровелосипеды и др.) устанавливаются механические тормозные устройства различной конструкции, обладающие собственными достоинствами и недостатками.

Механические тормозные устройства дешевле в изготовлении и имеют меньшее количество компонентов при размещении на транспортном средстве, чем гидравлические тормозные механизмы.

Существующие механические тормозные устройства, устанавливаемые на двухколесные транспортные средства, не обладают возможностью функционировать совместно с системами активной безопасности, а тормозные устройства, которые способны функционировать с антиблокировочной системой, по своей стоимости приближены, а некоторые и дороже, чем гидравлические тормозные механизмы, что обусловлено их сложностью.

Для повышения конкурентоспособности и безопасности движения требуется разработка механического тормозного устройства, адаптивного к системам активной безопасности, устанавливаемого на двухколесные транспортные средства и обладающего невысокой стоимостью, ремонтопригодностью.

Разработана конструкция механического дискового тормозного устрой-

ства, адаптивного к системам активной безопасности, с функцией регулирования тормозных моментов, фактически реализуемых на колесах транспортного средства, а также методика проектирования и расчета тормозных механизмов, позволяющая выполнять адаптацию тормозного механизма под различную величину тормозного момента, который требуется реализовать на транспортном средстве.

Дисковый тормозной механизм, адаптивный к системам активной безопасности, с функцией регулирования тормозных моментов, фактически реализуемых на колесах транспортного средства, представлен на рис. 2.

Схема дискового тормозного механизма приведена на рис. 3.

Дисковый тормозной механизм содержит тормозной диск 2, тормозную скобу 8, корпус 5, в котором по разные стороны тормозного диска 2 расположены тормозные колодки 3 и 4, одна из которых связана с тормозной скобой 8, цилиндр 9, связанный со второй тормозной колодкой 4, приводной рычаг 7, прикрепленный к цилиндру 9, кулачок 10 тормозной скобы 8, имеющий четыре наклонные поверхности, расположенные равномерно, установленный с помощью пазов в тормозную скобу 8. Цилиндр 9 установлен в тормозную скобу 8, имеет четыре наклонные поверхности, расположенные равномерно, четыре шарика 11, установленные между наклонными поверхностями на кулачке 10 тормозной скобы 8 и цилиндре 9, регулировочный винт 1 с резьбой, который имеет возможность регулирования зазора между тормозными колодками 3 и 4 и тормозным диском 2, закрученный в тормозную скобу 8 и фиксирующий кулачок 10 тормозной скобы 8, пружину 6, установленную между регулировочным винтом 1 и приводным рычагом 7, сжимающую кулачок 10 тормозной скобы 8 и цилиндр 9, фиксирующую четыре шарика 11 между наклонными поверхно-

стями на кулачке 10 тормозной скобы 8 и цилиндре 9.

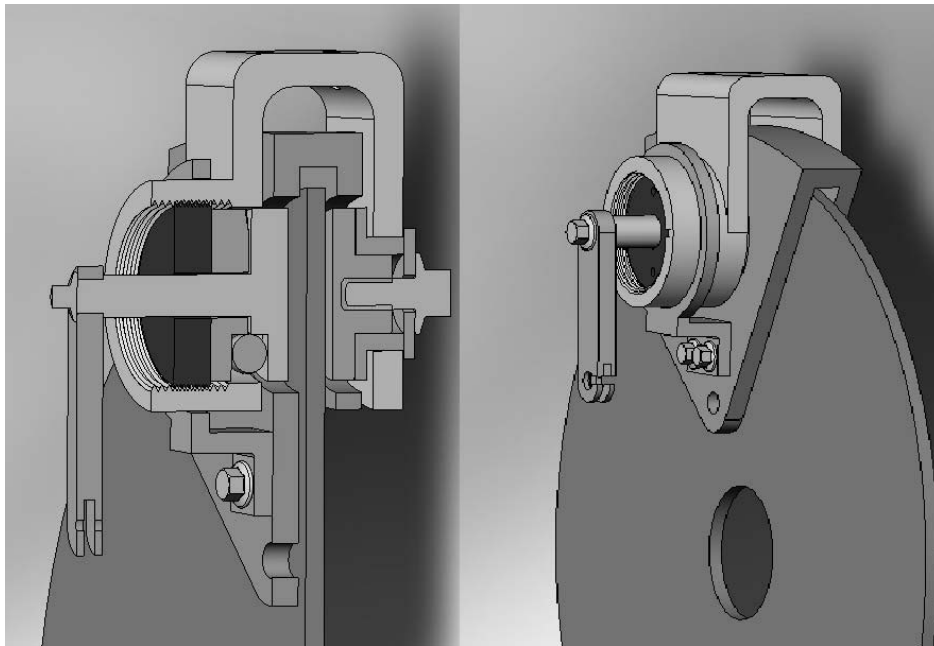


Рис. 2. Дисковый тормозной механизм, адаптивный к системам активной безопасности, с функцией регулирования тормозных моментов, фактически реализуемых на колесах транспортного средства

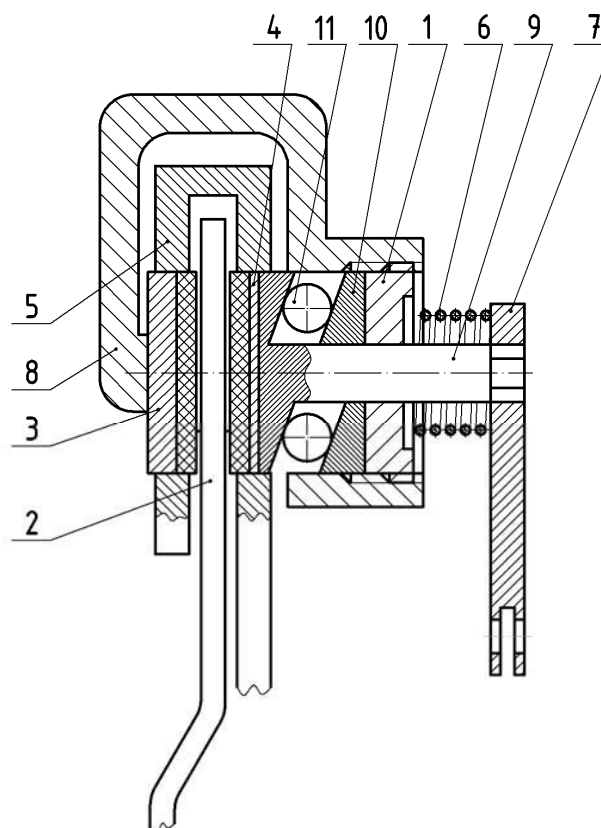


Рис. 3. Схема дискового тормозного механизма

Разработанный дисковый тормозной механизм может быть выполнен с кулачковым механизмом или с несамотормозящейся трапецеидальной резьбой.

Меньшая устойчивость двухколесных транспортных средств в сравнении с четырехколесными обуславливает повышенные требования к курсовой устойчивости в процессе торможения. Чтобы курсовая устойчивость мотоцикла возросла, необходимо отслеживать изменения величины боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью и управлять колесом в процессе торможения для предотвращения его бокового скольжения [4].

Существующие системы активной безопасности в большинстве функционируют на базе анализа кинематических параметров, что требует высокой точности и скорости обработки сигналов, и анализа данных на основании сложных алгоритмов обработки. Усложнение алгоритма обработки ведет к усложнению электронной части САБ, вследствие чего происходит увеличение сложности изготовления системы и повышение ее стоимости.

Для снижения сложности алгоритма выработки управляющего сигнала и уменьшения стоимости электронной части САБ необходимо использовать данные на базе первичной информации о поведении транспортного средства на дороге. Такой информацией являются силовые факторы, возникающие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Для применения силовых факторов в качестве информации для управления транспортным средством требуется разработка системы активной безопасности на основе силовых факторов, в качестве которых могут выступать фактически реализуемые тормозные моменты на колесах и величина боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

На базе разработанного дискового тормозного механизма была создана

система активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе силового анализа фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью (рис. 4).

Разработанная система активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе силового анализа фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, состоит из следующих элементов:

- тормозного механизма с кулачковым нажимным устройством;
- датчиков силы, установленных на оси вращения колеса и измеряющих усилие, передаваемое колесом от поверхности дорожного покрытия при движении;
- блока обработки информации, предназначенного для преобразования аналогового сигнала в цифровой, усиления сигналов и их обработки с целью формирования управляющего сигнала, который затем подается на управляющий силовой элемент;
- силового элемента, предназначенного для управления процессом торможения путем воздействия на скобу винтового тормозного механизма. Посредством поворота скобы происходит растормаживание колеса. В качестве силового элемента выступает соленоид втягивающе-толкающий импульсного действия промышленного производства;
- блока питания системы, обеспечивающего требуемое напряжение и силу тока в электрической части системы.

К преимуществам данной системы относятся простота и надежность тормозного механизма, низкая стоимость изготовления деталей системы активной безопасности из-за отсутствия использования высокоточных соединений в деталях механизма.

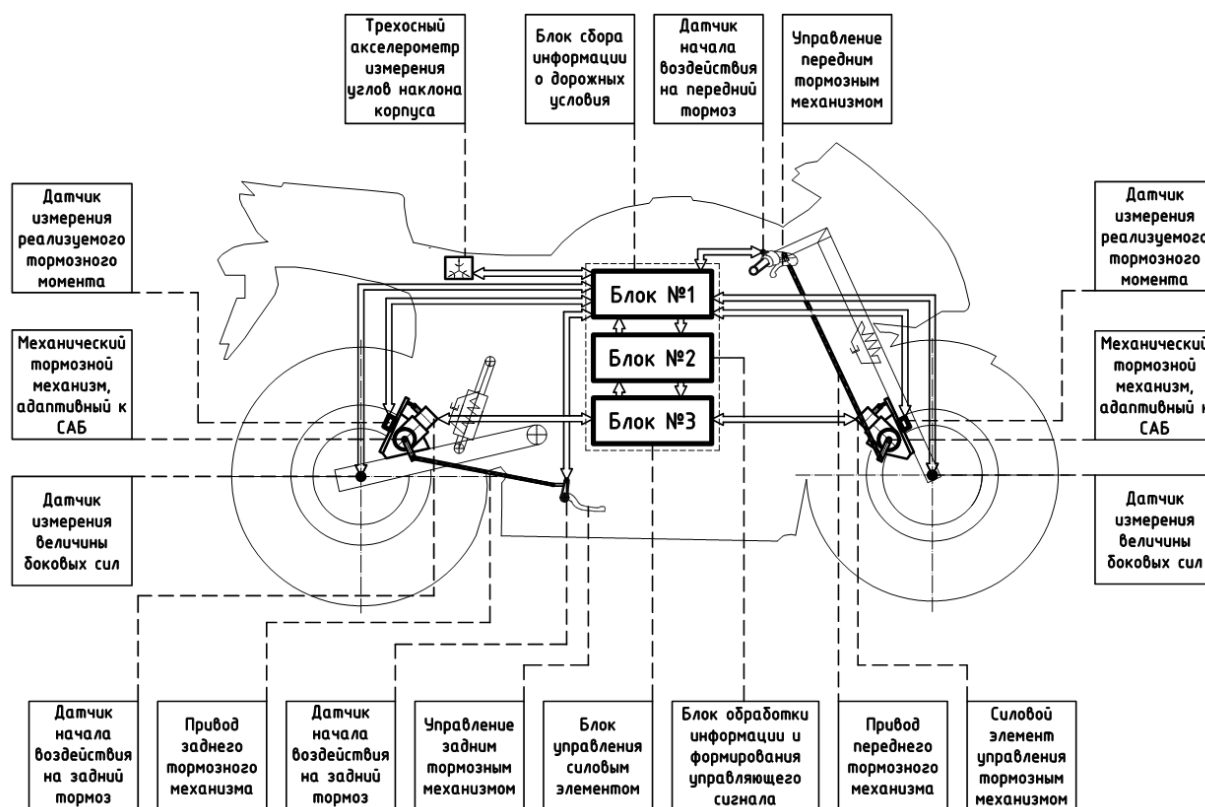


Рис. 4. Система активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе силового анализа фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью

В качестве управляющего сигнала САБ транспортного средства выступают тормозной момент и боковые силы, возникающие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. что позволяет использовать первичные производные получаемого сигнала в алгоритме обработки информации и ускоряет процесс принятия решения системой при выработке управляющего сигнала для воздействия силовым исполнительным элементом на дисковый тормозной механизм САБ.

Блок управления состоит из трех основных блоков.

Блок 1 – блок сбора и обработки информации от всех датчиков системы. Преобразовывает аналоговый сигнал с датчиков в цифровой, усиливает полученный сигнал, выполняет опрос всех датчиков с частотой 100 Гц.

Блок 2 – блок обработки информа-

ции и выработки управляющего сигнала на основе алгоритма управления. Выполняет обработку сигналов от силовых датчиков с помощью алгоритма управления и формирует управляющий сигнал путем обработки всех данных, поступивших в систему, а также передает управляющий сигнал на блок управления силовыми исполнительными элементами.

Блок 3 – блок управления силовыми элементами. Включает в себя блок преобразования напряжения для питания силовых элементов, H-мост, который обеспечивает поддержание стабильной частоты работы силовых управляющих элементов на основе соленоидов и передает силовой сигнал на соленоиды для растормаживания и затормаживания колеса тормозным механизмом системы активной безопасности в процессе торможения. Оптимальная

частота срабатывания соленоида составляет от 15 до 30 Гц.

Схема функционирования системы активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе сило-

вого анализа фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, представлена на рис. 5.

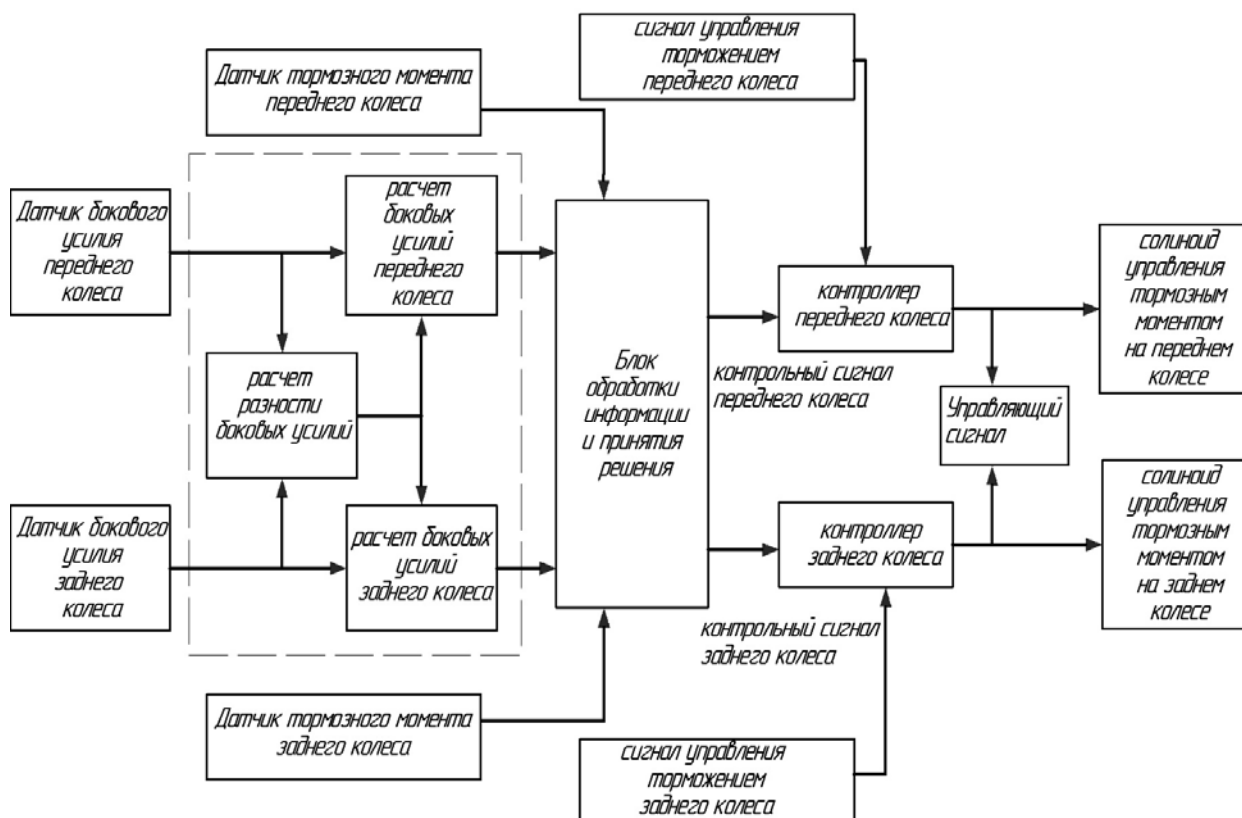


Рис. 5. Схема функционирования системы активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе силового анализа фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью

На базе схемы функционирования системы активной безопасности двухколесного транспортного средства и алгоритма управления САБ на основе силовых факторов был разработан макетный образец микропроцессорной системы управления торможением, который содержит трехосный акселерометр (рис. 6).

В основе разработанной системы заложен способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства [5], позволяющий учитывать в алгоритме управления системой в процессе торможения изменение фактически реализуемых тормозных моментов и величины боковых сил,

возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, что дает возможность повысить курсовую устойчивость двухколесного транспортного средства и предотвратить потерю управляемости в процессе торможения.

Указанная задача достигается путем управления механическим тормозным устройством, содержащим кулачковый механизм, с помощью силового исполнительного механизма, управляемого блоком обработки информации, на основании всех данных, полученных о величине фактически реализуемого тормозного момента и величине боковых сил, возникающих в пятне контакта

колеса мотоцикла с опорной поверхностью. Величина фактически реализуемого тормозного момента и величина боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса мотоцикла с опорной поверхностью, отслеживаются в зависи-

мости от угла наклона транспортного средства в продольном и поперечном направлениях с помощью трехосного акселерометра, установленного на корпусе транспортного средства.

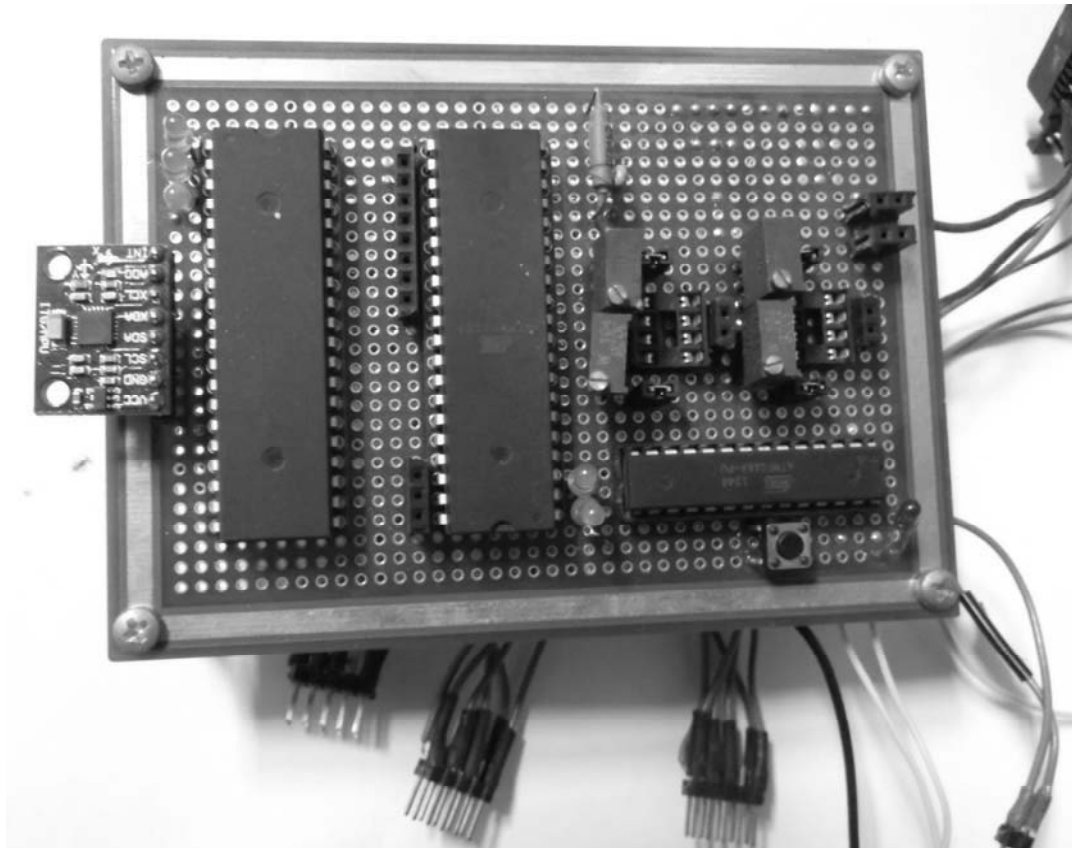


Рис. 6. Макетный образец микропроцессорной системы управления торможением системы активной безопасности двухколесного транспортного средства на основе силового анализа

Наличие трехосного акселерометра позволяет вычислять ускорение, замедление в процессе торможения, скорость транспортного средства в процессе торможения, что дает возможность определить величину тормозного пути. Таким образом, система может производить самодиагностику в процессе торможения.

Алгоритм работы САБ осуществляет управление тормозными моментами в процессе торможения в соответствии с одним из четырех возможных случаев, описывающих процесс управления в зависимости от изменения силовых факторов в пятне контакта колеса

с опорной поверхностью в процессе торможения.

В первом случае, при линейном нарастании величины тормозных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью и отсутствии боковых сил, блок обработки информации на основании полученных данных обеспечивает сохранение неизменным характера действующих тормозных сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Во втором случае, при нелинейном нарастании величины тормозных сил, приводящих к блокировке колеса, и от-

сутствии боковых сил, блок обработки информации вырабатывает управляющий сигнал и подает его на исполнительный элемент. В момент поступления управляющего сигнала на силовой исполнительный элемент происходит растормаживание колеса. Разблокированное колесо начинает вращаться, при этом восстанавливается курсовая устойчивость и происходит изменение величины тормозных сил по линейной зависимости. В случае регистрации блоком обработки информации линейного характера изменения величины тормозных сил подается управляющий сигнал на силовой исполнительный элемент, затормаживая колесо. Процесс регулирования повторяется циклически в течение всего периода торможения.

В третьем случае, при линейном нарастании величины тормозных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью и возникновении боковых сил, блок обработки информации сравнивает значение боковых сил с пороговым. При превышении порогового значения блок обработки информации вырабатывает управляющий сигнал и подает его на силовой исполнительный элемент, растормаживая колесо. Разблокированное колесо начинает вращаться, при этом восстанавливается курсовая устойчивость и происходит падение величины боковых сил ниже порогового значения. В момент регистрации блоком обработки информации падения величины боковых сил ниже порогового значения подается управляющий сигнал на силовой исполнительный элемент, затормаживая колесо. Процесс регулирования повторяется циклически в течение всего периода торможения.

В четвертом случае, при нелинейном нарастании величины тормозных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью и возникновении боковых сил, блок обработки информации осуществляет управление системой активной безопасности на основании ве-

личины боковых сил, сравнивая значение боковых сил с пороговым. При превышении порогового значения блок обработки информации вырабатывает управляющий сигнал и подает его на исполнительный элемент, растормаживая колесо. Разблокированное колесо начинает вращаться, при этом восстанавливается курсовая устойчивость и происходит падение величины боковых сил ниже порогового значения, а также изменение величины тормозных сил по линейной зависимости. В момент регистрации блоком обработки информации падения величины боковых сил ниже порогового значения и линейного характера изменения величины тормозных сил подается управляющий сигнал на силовой исполнительный элемент, затормаживая колесо. Процесс регулирования повторяется циклически в течение всего периода торможения.

Выводы

Разработан дисковый тормозной механизм, адаптивный к системе активной безопасности, функционирующей на основе управления тормозными моментами и величины боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, способный реализовать требуемую величину тормозного момента на колесах транспортного средства. Тормозной механизм обладает технологичностью в производстве, обслуживании и ремонте, не требует применения дорогостоящих материалов при изготовлении (в сравнении с производством компонентов гидравлической тормозной системы).

На основе данного тормозного механизма разработана система активной безопасности, которая использует в качестве источников информации для управления процессом торможения силовые факторы, что дает возможность повысить точность управления процессом торможения, снизить стоимость производства системы за счет снижения

сложности изготовления электронных элементов блока обработки информации. Созданная система совместима с любым типом привода тормозной системы и позволяет применять ее одновременно с механической тормозной системой.

Разработанная методика проектирования механических тормозных устройств, адаптивных к системе активной безопасности, позволяет создавать тормозные устройства для различных типов транспортных средств, имеющих

разную величину реализуемых тормозных моментов.

Патентная чистота созданной системы активной безопасности на основе управления тормозными моментами в процессе торможения дает возможность повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции, обеспечения импортозамещения САБ, устанавливаемых на двухколесные транспортные средства, выпускаемые на территории Республики Беларусь и Таможенного союза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила ЕЭК ООН № 13 (ГОСТ Р 41.13-99). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств.
2. Решение Комиссии Таможенного союза от 09.12.2011 N 877 (ред. от 28.05.2015) «О принятии технического регламента Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств».
3. **ГТК №3 ООН.** Тормозные системы мотоциклов.
4. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
5. Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства : пат. № 017953 ВУ МКП В 60 Т 8/175 / А. К. Бетов, С. И. Горелько, Л. В. Ким, И. С. Сазонов. – Опубл. 06.07.10.

Статья сдана в редакцию 11 октября 2016 года

Михаил Леонидович Петренко, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: ghost4511@mail.ru.

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Александр Владимирович Юшкевич, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: ghost3265@mail.ru.

Сергей Валентинович Лихтар, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-291-83-94-59.

Евгений Алексеевич Моисеев, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-297-44-34-00.

Артем Александрович Мельников, студент, Белорусско-Российский университет.

Mikhail Leonidovich Petrenko, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: ghost4511@mail.ru.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Aleksandr Vladimirovich Yushkevich, assistant lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: ghost3265@mail.ru.

Sergey Valentinovich Likhtar, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-291-83-94-59.

Evgeny Alekseyevich Moiseyev, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-44-34-00.

Artem Aleksandrovich Melnikov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.83.06

А. П. Прудников

ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

A. P. Prudnikov

STRENGTH ANALYSIS OF TRANSMISSION WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

Аннотация

Приведены результаты анализа динамического нагружения и способ модификации профиля кулачков. Представлены алгоритм определения сил, возникающих при взаимодействии составных роликов со звеньями передачи, и зависимости для нахождения величины прогибов стенок между соседними пазами, выполненными на ведомом валу.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, силовой анализ, жесткость.

Abstract

The results of analysis of dynamic loading are given and the method of modifying the cam profile is described. The paper also presents algorithms for determining forces acting in the interaction of compound rollers with transmission links and the formula to determine deflection of the walls between adjacent grooves on the driven shaft.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, load analysis, rigidity.

Преимуществами передач с промежуточными телами качения являются высокая нагрузочная способность вследствие многопоточности при передаче нагрузки и малые габаритные размеры. При этом необходимо учитывать, что из-за подрезания вершин профилей многопериодных торцовых кулачков в передаче нагрузки участвует не более $2/3$ всех тел качения (чем выше передаточное отношение, тем меньше тел качения передают нагрузку в передаче) [1]. Характерными особенностями также являются возникновение сил инерции из-за значительных ускорений центров масс промежуточных тел качения, перемещающихся по беговым дорожкам, и соударение тел качения с основными звеньями пере-

дачи (ведущее, ведомое, заторможенное), т. е. наблюдается динамическое нагружение. При этом в деталях редуктора при передаче нагрузки появляются значительные напряжения, соответственно, немаловажны при проектировании передач с промежуточными телами качения и прочностные расчеты.

Для передач с промежуточными телами качения прочностные расчеты представлены в [2–4]. Учет влияния динамики, в частности ударов, возникающих при взаимодействии тела качения с беговыми дорожками, отражен в [4] применительно к передачам с промежуточными телами качения плоского типа. В [2, 3] были приняты во внимание появляющиеся при дви-

жении тел качения силы инерции, при этом тела качения рассматривались как цельные, а не составные.

Величины ускорений и сил инерции, возникающих при движении промежуточных тел качения, зависят от вида кривых, используемых для получения периодических торцовых поверхностей кулачков, образующих беговые дорожки. Наиболее распространены кусочно-винтовая кривая, синусоида и циклоида. С точки зрения достижения максимально возможного КПД лучшей является кусочно-винтовая кривая, худшей – циклоида [3, с. 195]. При этом минимальные величины ускорений достигаются с применением циклоиды,

максимальные – кусочно-винтовой кривой [4, с. 53–61]. Синусоида занимает промежуточное положение по указанным показателям и поэтому получила наибольшее распространение.

Рассмотрим характерные зоны синусоидального профиля беговых дорожек, в которых возникают удар и динамическое нагружение, с учетом применения в качестве промежуточных тел качения составных роликов. Проанализируем конструкцию составного ролика, в которой стержень контактирует с неподвижной многопериодной беговой дорожкой, обеспечивающей максимальный КПД [5] (рис. 1).

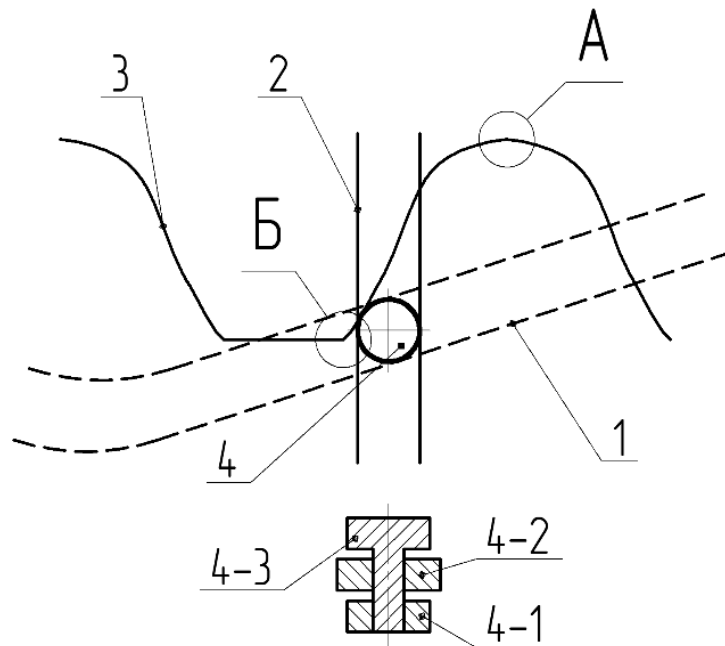


Рис. 1. Схема взаимодействия составного ролика с основными звеньями передачи с промежуточными телами качения: 1 – однопериодная беговая дорожка; 2 – ведомый вал с пазами; 3 – многопериодная беговая дорожка; 4 – промежуточное тело качения; 4-1 – элемент составного ролика, контактирующий с однопериодной беговой дорожкой; 4-2 – элемент составного ролика, контактирующий с ведомым валом; 4-3 – элемент составного ролика, контактирующий с многопериодной беговой дорожкой

Зона А представляет собой момент нахождения тела качения 4 во впадинах беговых дорожек 1 и 3 (т. е. в конце цикла перемещения вдоль паза ведомого вала происходит реверс направления движения тела качения вдоль оси вращения передачи). Соответственно, воз-

никает удар в результате контакта элемента составного ролика 4-1 с однопериодной беговой дорожкой 1 и элементом 4-3, на котором он базируется. Однако, вследствие подрезания вершин многопериодного торцового профиля 3, в этот момент времени составной ролик

не передает нагрузку, поэтому на основные узлы передачи будут воздействовать только силы инерции.

Зона Б представляет собой момент силового замыкания тела качения с многопериодной беговой дорожкой 3. Поскольку ролик при этом движется вдоль данной беговой дорожки, удар (элементов составных роликов 4–3 и 4–2 друг с другом, а также с многопериодной беговой дорожкой 3 и пазами ведомого вала 2 соответственно) будет происходить вследствие неточности из-

готовления деталей и присутствующих зазоров. Возникающие силы инерции зависят от точности изготовления и сборки редуктора.

На рис. 2 представлен график зависимости относительного ускорения a_r промежуточного тела качения, возникающего при его перемещении вдоль паза ведомого вала, от угла поворота ведущего вала φ_1 , полученный для редуктора с передаточным отношением, равным 5, и диаметром корпуса 95 мм.

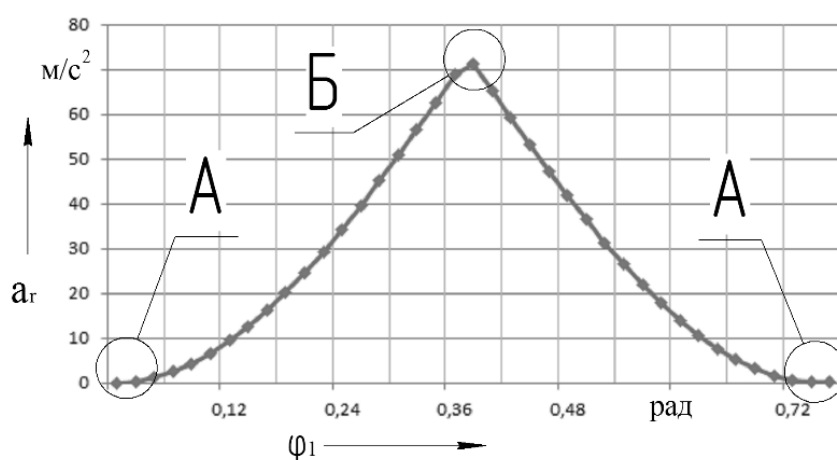


Рис. 2. График изменения относительного ускорения тела качения

Минимальные значения относительного ускорения соответствуют положению тела качения в начале и конце цикла перемещения вдоль паза ведомого вала, т. е. в зоне А (см. рис. 1). Поскольку ускорения здесь имеют малые величины, то и возникающие силы инерции будут незначительны. Расположение зоны Б зависит от величины подрезания вершин многопериодного торцового профиля, которая, в свою очередь, зависит от диаметра редуктора и передаточного отношения. Для передач с диаметром более 80 мм и передаточным отношением более 3, исходя из графика (см. рис. 2), ускорение промежуточного тела качения будет достигать больших величин. Динамическое нагружение при этом будет зависеть от

точности изготовления и сборки деталей передачи.

Для снижения динамических нагрузок и уровня шума редуктора необходимо уменьшить влияние неточностей изготовления и сборки узлов передачи на изменение ускорения в момент силового замыкания тела качения с многопериодной беговой дорожкой. С этой целью предлагается изготавливать кулачки с галтелью на вершинах многопериодного торцового профиля, где выполняется их подрезание. Это также приведет к снижению концентраторов напряжения. Для получения галтелей на вершинах выступов кулачков необходимо вывести соответствующие уравнения траектории движения центра сферической фрезы. Требуемые уравнения аналогичны урав-

нениям [2], используемым при фрезеровании профиля торцевой поверхности многопериодных кулачков, при этом для них сохраняются все те же параметры, меняется лишь величина амплитуды A_v синусоиды. Также для них следует ввести корректирующий коэффициент k , определяющий расстояние, на которое нужно сместить синусоиду вдоль оси вращения передачи z .

Необходимая величина амплитуды может быть определена как $1/3$ от исходной амплитуды. Искомый корректирующий коэффициент k зависит от величины подрезания вершин выступов кулачков h_v , которая была найдена в [6]. Корректирующий коэффициент k определяется по формуле

$$k = A_v - \frac{1}{3} A_v - \frac{1}{2} h_v = \frac{2}{3} A_v - \frac{1}{2} h_v. \quad (1)$$

При этом параметрические уравнения для траектории движения центра

сферической фрезы, используемой для образования галтелей, примут следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= R \cos\left(\frac{s_t}{R}\right); \\ y &= R \sin\left(\frac{s_t}{R}\right); \\ z &= \left(\frac{1}{3} A_v\right) \sin\left(\frac{n_b s_t}{R}\right) - k, \end{aligned}$$

где R – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположена синусоида, м; s_t – параметр, изменяемый от 0 до $2\pi R$, м; n_b – число периодов синусоиды.

Траектории движения центра сферической фрезы при изготовлении торцевой поверхности кулачка и галтелей на вершинах выступов представлены на рис. 3.

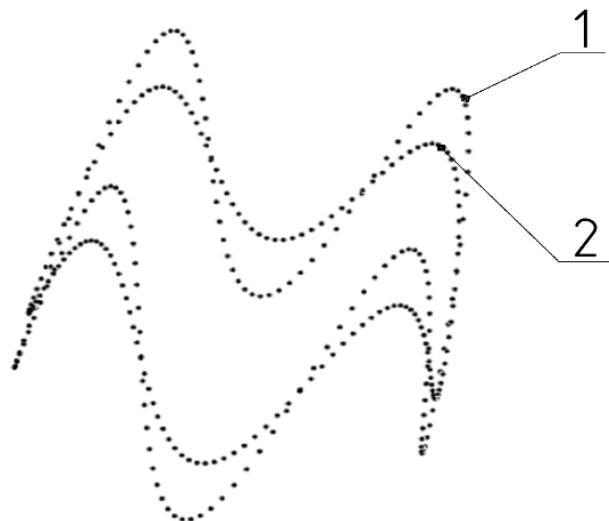


Рис. 3. Траектории движения центра сферической фрезы: 1 – при фрезеровании профиля торцевой поверхности кулачка; 2 – при фрезеровании галтелей

Для выполнения прочностного расчета деталей редуктора необходимо, применяя метод кинестатики, проана-

лизировать силы, действующие при передаче нагрузки. Для этого рассмотрим равновесие составного ролика, переда-

ющего нагрузку.

Схема сил, действующих на со-

ставной ролик, передающий нагрузку, представлена на рис. 4.

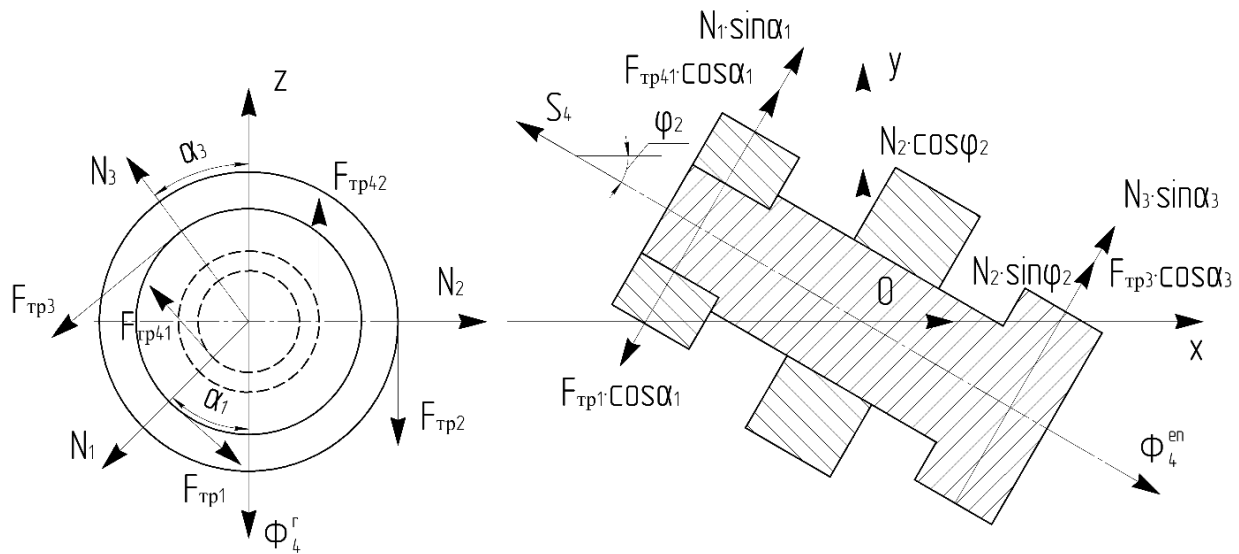


Рис. 4. Схема сил, действующих на составной ролик, передающий нагрузку

Вследствие малого влияния сила тяжести, действующая на составной ролик, не учитывается. При этом необходимо принять во внимание силы трения, возникающие при взаимодействии элементов составного ролика с одно- и многопериодной беговыми дорожками и ведомым валом соответственно ($F_{тр1}$, $F_{тр3}$, $F_{тр2}$), а также появляющиеся при взаимодействии элементов составного ролика со стержнем, на котором базируются остальные два элемента ($F_{тр42}$, $F_{тр41}$).

Силы $F_{тр1}$, $F_{тр3}$, $F_{тр2}$ рассматриваются как силы трения качения, определяемые по формуле

$$F_{три} = N_i \frac{k}{r_{4i}},$$

где N_i – сила, действующая со стороны элемента составного ролика на соответствующее звено редуктора, Н; k – коэффициент трения качения, м; r_{4i} – радиус элемента составного ролика, контактирующего с соответствующим звеном передачи, м.

Силы $F_{тр42}$, $F_{тр41}$ рассматриваются как силы трения скольжения (поскольку контактирующие при этом элементы составного ролика вращаются с разной угловой скоростью [7]), определяемые по формуле

$$F_{тр4i} = N_i f,$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Центробежная и относительная силы инерции учитываются для составного ролика в целом. Центробежная сила инерции определяется по формуле

$$\Phi_4^{en} = m_4 \omega_2^2 R_4,$$

где m_4 – масса составного ролика, кг; ω_2 – угловая скорость вращения ведомого вала, рад/с; R_4 – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположены центры масс составных роликов, м.

Относительную силу инерции можно найти по формуле

$$\Phi_4^r = m_4 a_r.$$

Силы, действующие на составной ролик, проецируются на соответствующие оси:

$$\sum X = N_1 \sin \alpha_1 \sin \varphi_2 - F_{\text{тр}1} \cos \alpha_1 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}41} \cos \alpha_1 \sin \varphi_2 + \\ + N_3 \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}3} \cos \alpha_3 \sin \varphi_2 - S_4 \cos \varphi_2 + N_2 \sin \varphi_2 + \Phi_4^{\text{en}} \cos \varphi_2 = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = N_1 \sin \alpha_1 \cos \varphi_2 - F_{\text{тр}1} \cos \alpha_1 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}41} \cos \alpha_1 \cos \varphi_2 + \\ + N_3 \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}3} \cos \alpha_3 \cos \varphi_2 + S_4 \sin \varphi_2 + N_2 \cos \varphi_2 - \Phi_4^{\text{en}} \sin \varphi_2 = 0; \quad (3)$$

$$\sum Z = -N_1 \cos \alpha_1 - F_{\text{тр}1} \sin \alpha_1 + F_{\text{тр}41} \sin \alpha_1 + N_3 \cos \alpha_3 - F_{\text{тр}3} \sin \alpha_3 + F_{\text{тр}42} - F_{\text{тр}2} - \Phi_4^r = 0, \quad (4)$$

где α_i – угол наклона кривых синусоиды, являющейся образующей для торцевой поверхности соответствующего торцового кулачка, в точке контакта составного ролика с беговой дорожкой, рад; S_4 – реакция на составной ролик со стороны других тел, Н.

Значение угла α_i принимается наибольшее, что соответствует максимальным значениям действующих в передаче сил. Величина силы N_2 определяется исходя из заданного вращающего

момента на ведомом валу и числа составных роликов, передающих нагрузку.

Кроме составных роликов и ведомого вала, наиболее нагруженным звеном передачи являются торцовые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку. С целью их дальнейшего расчета на прочность определим действующие на них силы, составив уравнения кинетостатического равновесия.

$$\sum X = -S_{3x} + N_3 n_{\Pi} \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} \cos \alpha_3 \sin \varphi_2 = 0; \quad (5)$$

$$\sum Y = N_3 n_{\Pi} \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 - m_3 g - S_{3y} + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} \cos \alpha_3 \cos \varphi_2 = 0; \quad (6)$$

$$\sum Z = S_{3z} - N_3 j_0 \cos \alpha_3 + F_{\text{тр}3} j_0 \sin \alpha_3 = 0; \quad (7)$$

$$\sum M_z = M_3 - N_3 n_{\Pi} R_3 \sin \alpha_3 - F_{\text{тр}3} n_{\Pi} R_3 \cos \alpha_3 = 0, \quad (8)$$

где n_{Π} – число составных роликов, передающих нагрузку; m_3 – масса кулачков, закрепленных в корпусе, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; j_0 – коэффициент, равный 1, если число составных роликов, передающих нагрузку, нечетное, в обратном случае равный 0; R_3 – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, проходящей через середину линии контакта составного ролика с неподвижной многопериодной беговой до-

рожкой, с центром в начале введенной системы координат (рис. 5), м.

Из уравнения (8) определяем крутящий момент, действующий на торцовые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку:

$$M_3 = N_3 n_{\Pi} R_3 \sin \alpha_3 + \\ + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} R_3 \cos \alpha_3. \quad (9)$$

Прочность деталей передачи с

промежуточными телами качения, участвующих в передаче нагрузки от ведущего вала к рабочему органу, из-за малых габаритов редукторов определяется в основном по контактным напряжениям. Расчет на изгиб элементов со-

ставных роликов можно не проводить вследствие их малых размеров. Проверка по контактным напряжениям производится на базе формулы Герца для контакта цилиндра с плоскостью [8, с. 531].

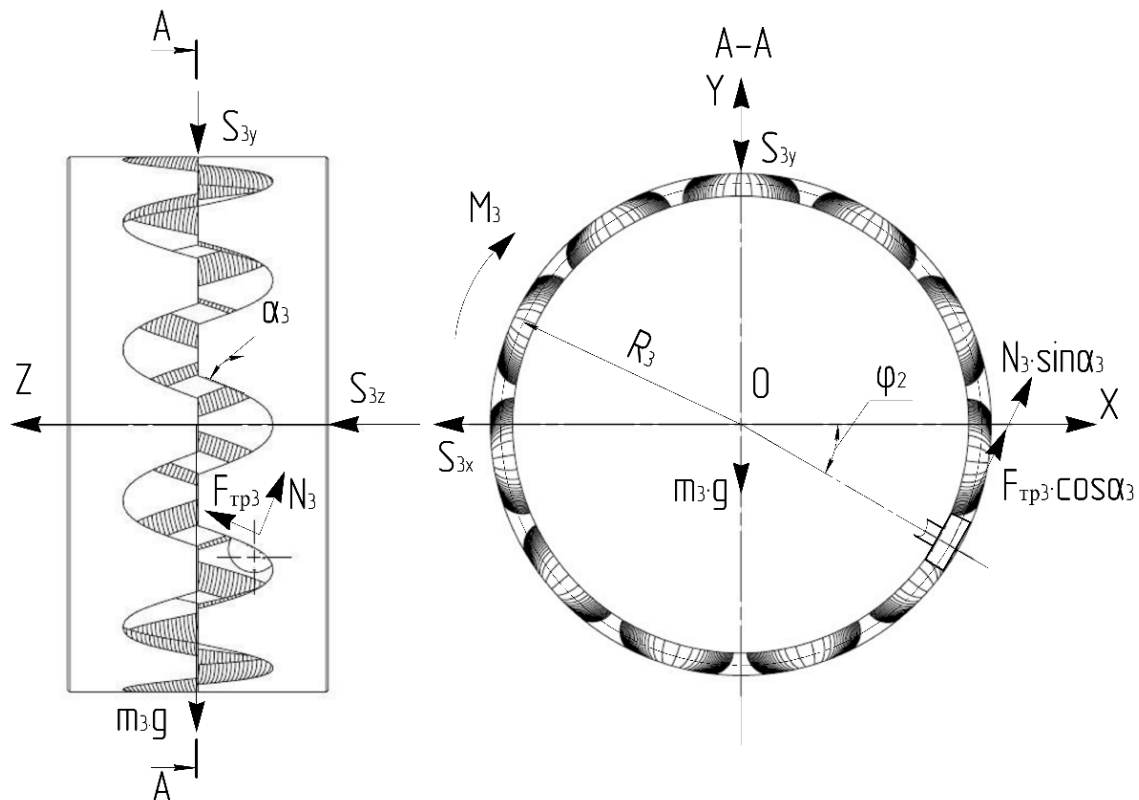


Рис. 5. Схема сил, действующих на кулачки, закрепленные в корпусе

Поскольку торцовые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку, и ведомый вал конструктивно представляют собой втулки, имеющие небольшую толщину вследствие малых габаритов передачи, то их необходимо рассчитывать на прочность и жесткость по зависимостям

$$\tau_{\max} = \frac{M_i}{W_{\rho i}} \leq [\tau]; \quad \theta = \frac{M_i}{GJ_{\rho i}} \leq \theta_{\text{adm}},$$

где M_i – крутящий момент, действующий на ведомом валу или торцовых кулачках, Н·м; $W_{\rho i}$ – полярный момент сопротивления сечения, м³; $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение, Па;

G – модуль упругости второго рода, Па; $J_{\rho i}$ – полярный момент инерции сечения, м⁴; θ_{adm} – допускаемый угол закручивания единицы длины рассматриваемого звена, рад.

Малые габаритные размеры передачи и многопоточность при передаче нагрузки приводят к тому, что угол между соседними составными роликами и радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположены их центры масс, имеют малое значение. Соответственно, величины прогибов выступов торцовых кулачков и стенок между пазами, выполненными на ведомом валу, должны находиться в преде-

лах образованных при изготовлении и сборки узлов передачи зазоров между составными роликами и указанными пазами с неподвижной беговой дорожкой. Иначе будут возрастать действующие на тела качения силы или даже происходить заклинивание в редукторе отдельных тел качения.

Найдем величину прогиба стенки между соседними пазами, выполненными

ми на ведомом валу. Стенку между двумя пазами можно рассматривать как балку, закрепленную посредством защемлений с двух сторон (рис. 6). Перемещение определим методом Мора [9, с. 188]. Эпюры в статически неопределимой системе, которой является рассматриваемая балка, построены методом перемещений (см. рис. 6).

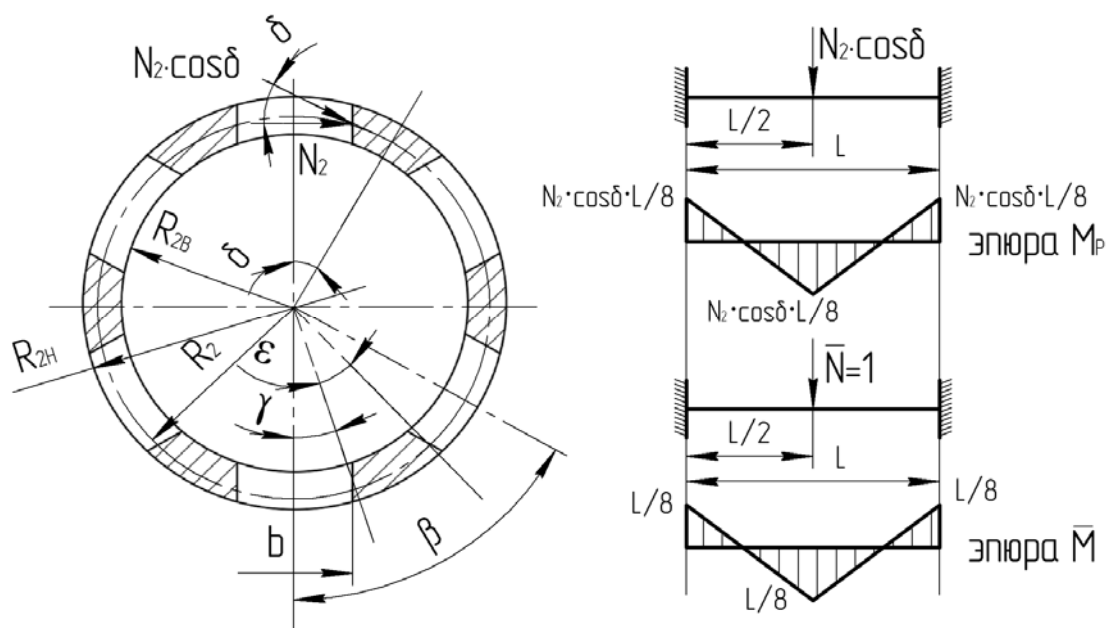


Рис. 6. Схема для определения прогиба стенки между соседними пазами

Величина прогиба определяется на середине длины паза при расположении нагрузки в этой же точке, поскольку здесь будет наблюдаться максимальная величина прогиба как вследствие геометрии, так и из-за того, что со стороны составного ролика будет действовать наибольшая сила.

Соответственно, искомое перемещение можно найти по формуле

$$\Delta = \frac{1}{EI} \int_0^L \overline{M} M_p, \quad (10)$$

где E – модуль упругости первого рода, Па; I – осевой момент инерции сечения, м^4 ; L – длина паза на ведомом

валу, м; $\overline{M}$ – эпюра моментов, построенная от единичной силы; M_p – эпюра моментов, построенная от внешней нагрузки, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Осевой момент инерции определяется по следующим формулам:

$$I = \frac{R_{2H}^2 - R_{2B}^2}{8} (\varepsilon - \sin \varepsilon); \quad (11)$$

$$\varepsilon = \beta - 2\gamma = \frac{2\pi}{u} - 2 \arcsin \frac{b}{2R_2}, \quad (12)$$

где R_{2H} – радиус окружности, являющейся образующей для наружной цилиндрической поверхности ведомого вала, м; R_{2B} – радиус окружности, яв-

ляющей образующей для внутренней поверхности ведомого вала, м; u – передаточное отношение; b – ширина паза, м; R_2 – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, проходящей через середину линии контакта составного ролика с ведомым валом, м.

Методом Мора определяем искомое перемещение, используя формулы (10)–(12) с учетом того, что $\delta = \pi/u$:

$$\Delta = \frac{L^3 N_2 \cos\left(\frac{\pi}{u}\right)}{48E(R_{2H}^2 - R_{2B}^2)(\epsilon - \sin \epsilon)}. \quad (13)$$

Полученное значение должно быть меньше величины зазора между составным роликом и пазом, выполненным на ведомом валу. При этом главным способом уменьшения прогиба без

изменения основных параметров передачи, исходя из формулы (13), является увеличение толщины стенки ведомого вала ($R_{2H} - R_{2B}$) за счет уменьшения диаметра ведущего вала.

Проверка адекватности полученной зависимости (13) выполнена с помощью метода конечных элементов. В качестве исходных данных для расчета была принята передача с передаточным отношением, равным 5; диаметром 95 мм; материал деталей передачи – сталь 40Х. Значения сил задавались исходя из момента на ведомом валу $M_2 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 7 представлены сетка разбиения на конечные элементы, сила и ограничения, а также деформация стенки между соседними пазами ведомого вала.

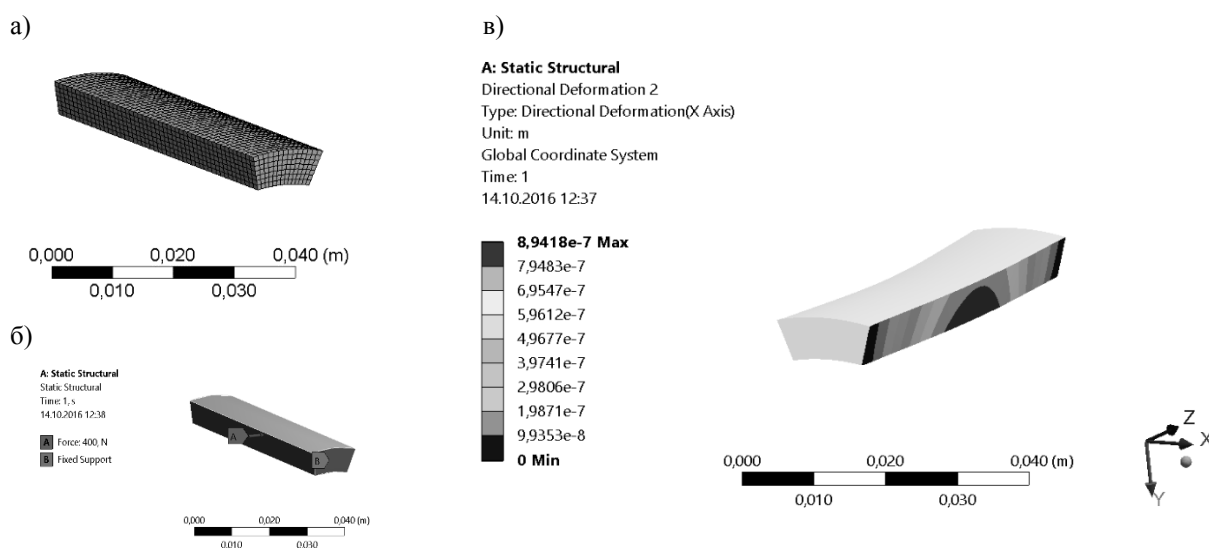


Рис. 7. Расчет величины прогиба стенки паза на ведомом валу: а – сетка разбиения на конечные элементы; б – действующие сила и ограничения; в – деформация

расхождения между результатами расчета, полученными с помощью метода конечных элементов и формулы (13), составляет 4,2 %, что подтверждает адекватность выведенных зависимостей.

Определение величины прогибов для выступов кулачков вследствие их

переменной жесткости по высоте рационально выполнять также посредством метода конечных элементов.

На рис. 8 представлены сетка разбиения на конечные элементы, сила и ограничения, а также возникающая деформация выступа торцового кулачка.

Причем будет рассматриваться наихудший случай расположения силы, действующей на выступ, – на вершине выступа. Выступы кулачков изготовлены без галтелей на вершинах.

Анализ деформации выступа кулачка показывает, что максимальное перемещение имеет вершина выступа, причем оно составляет 5 мкм и находится в пределах требуемого зазора.

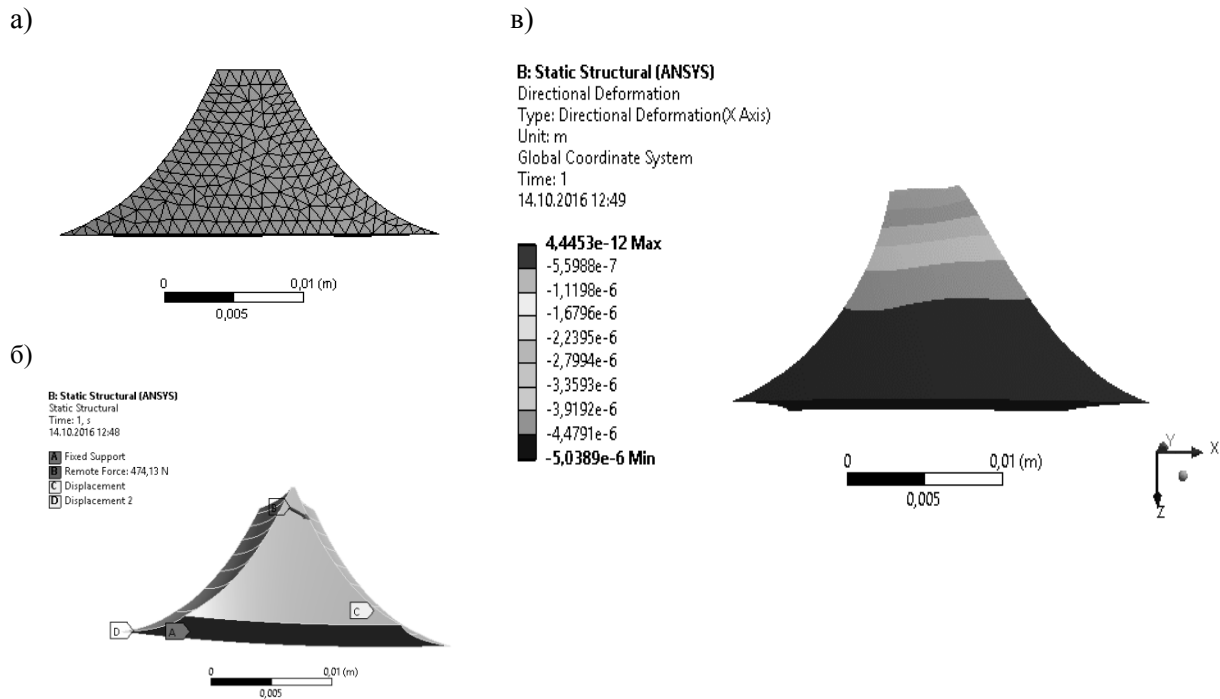


Рис. 8. Расчет величины прогиба выступа торцового кулачка: а – сетка разбиения на конечные элементы; б – действующая сила и ограничения; в – деформация

Влияние модификации профиля (за счет галтелей на вершинах выступов) торцовых кулачков, образующих многопериодную беговую дорожку, на характеристики передачи оценивалось экспериментально. В качестве объекта испытаний выступал опытный образец редуктора с двумя комплектами торцовых кулачков (с базовым и модифицированным профилями). В процессе работы передачи производилось измерение уровня шума с помощью цифрового шумомера (модель Testo 816-1).

На рис. 9 представлены графики зависимости уровня шума dB от частоты вращения ведущего вала n_1 для случаев использования кулачков с базовым и модифицированным профилями, из анализа которых можно сделать вывод,

что применение модифицированного профиля кулачков привело к снижению шума на 18 %.

Таким образом, в ходе проведенного исследования проанализированы характерные зоны синусоидального профиля беговых дорожек передачи с промежуточными телами качения, в которых возникает удар, и предложен способ снижения появляющегося динамического нагружения. Разработан алгоритм определения сил, возникающих при взаимодействии составных роликов со звеньями передачи; получены зависимости для нахождения величины прогибов стенки между соседними пазами, выполненными на ведомом валу, адекватность которых подтверждена с помощью метода конечных элементов.

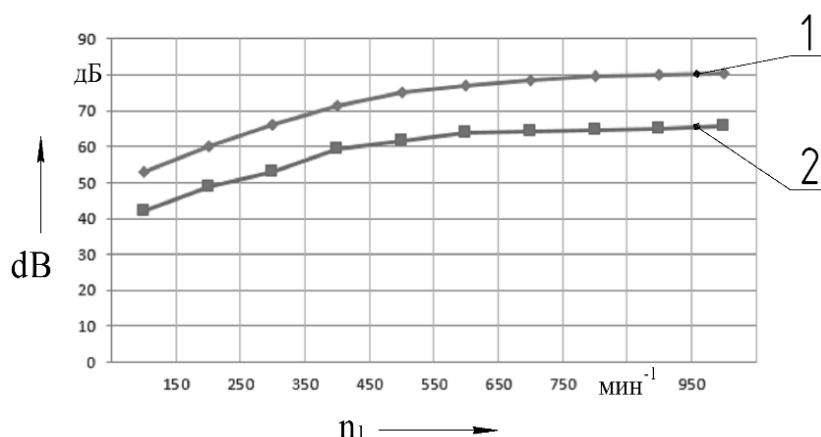


Рис. 9. График зависимости уровня шума от частоты вращения ведущего вала: 1 – кулачки с базовым профилем; 2 – кулачки с модифицированным профилем

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 74–83.
2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.
3. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
4. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
5. Экспериментальное обоснование конструкции составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Ю. В. Машин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2 (51). – С. 83–91.
6. **Лустенков, М. Е.** Коэффициент перекрытия роликовых планетарных передач / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 ч. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2011. – Ч. 1. – С. 137.
7. Исследование износа составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 58–67.
8. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.
9. **Дарков, А. В.** Строительная механика : учебник / А. В. Дарков, Н. Н. Шапошников. – 12-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2010. – 656 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2016 года

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ КАК ОСНОВА ПЕРЕДОВЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

UDC 621.926

L. A. Sivachenko, T. L. Sivachenko

TECHNOLOGICAL MACHINE-BUILDING AS THE BASIS FOR ADVANCED INDUSTRIAL TECHNOLOGIES

Аннотация

Изложены основные подходы и направления развития передовых промышленных технологий (ППТ) на примере США и ФРГ и дана оценка их уровня в отечественной экономике. Показана особая роль технологического машиностроения в практической реализации ППТ. Обоснована необходимость инновационной модернизации промышленно-технологической сферы на базе технического перевооружения и оптимизации управления.

Ключевые слова:

технологическое машиностроение, передовые промышленные технологии, энерготехнологическая концепция, энергосбережение, промышленно-технологическая сфера, реиндустриализация, промышленная революция, плановая экономика, индустриальная революция.

Abstract

The paper presents the main approaches and directions in the development of advanced industrial technologies (AIT) based on the examples of the USA and Germany, and assesses their level in the domestic economy. The special role of the technological machine-building in practical implementation of AIT is shown. The paper substantiates the necessity of innovative modernization of the industrial and technological sphere on the basis of technical re-equipment of production and optimization of management.

Key words:

technological machine-building, advanced industrial technologies, energotechnological concept, energy saving, industrial and technological sphere, re-industrialization, industrial revolution, planned economy.

Введение

Мировая экономика основана на международном разделении труда и развивается путем внедрения новейшей техники и эффективных технологий во все отрасли промышленного производства. Учитывая, что орудия производства и многоплановость современных промышленных технологий определяют общий уровень человеческого общества, представляет не только научный, но и практический интерес оценка роли и места ППТ в составе обобщённой стратегии устойчивого развития на дол-

госрочный период.

Уровень развития технологической структуры, называемой технологическим укладом и характеризующейся периодической сменой различных способов производства, определяет место Республики Беларусь в мировом разделении труда. Кинетику этого процесса хорошо иллюстрирует приведенная на рис. 1 графическая модель смены технологических укладов (ТУ) [1]. В идеале Беларуси необходимо из разряда отсталых стран стремиться перейти в категорию развитых, с высоким уровнем

жизни народа. Достигнуть этого можно только на основе поиска резервов и концентрации всех сил на их реализацию. Это длительный и трудный путь

инноваций и модернизации, требующий продуманной стратегии и ее неукоснительного осуществления.

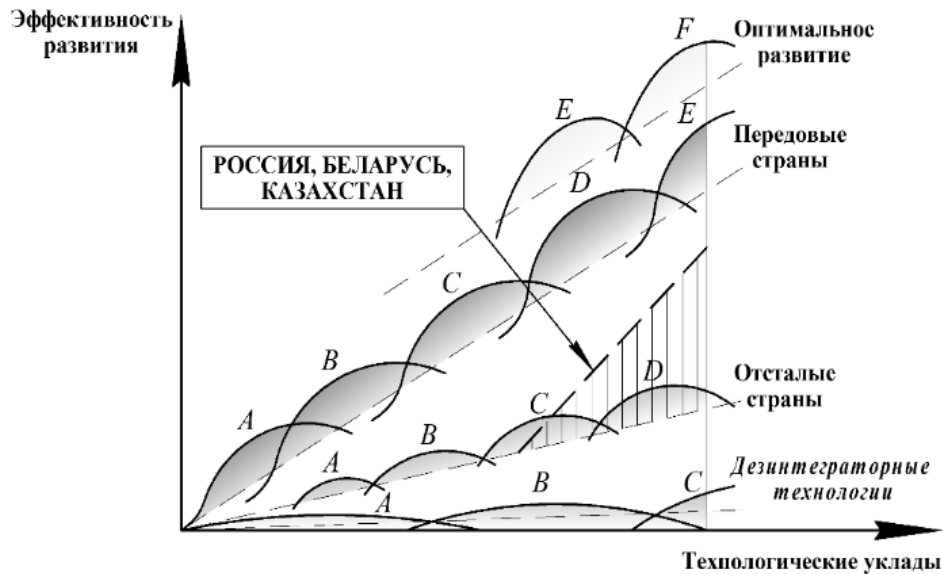


Рис. 1. Графическая модель смены технологических укладов

Приведенная графическая модель является достаточно условной и не раскрывает количественных показателей функционирования технологической сферы. Это можно сделать путем межотраслевого анализа потенциала экономического роста и современных тенденций развития ППТ.

Современные тенденции развития ППТ

С учетом поставленных задач заслуживает внимания оценка современной политики ведущих стран, прежде всего США и ФРГ, по развитию так называемых ППТ. Так, в [2] сделан вывод о переходе всех ведущих стран к более активному стимулированию ППТ как важному фактору не только выхода из глобальной рецессии, но и обеспечению долгосрочного устойчивого развития. Анализ формирования ППТ небезынтересен потому, что это направление технологического развития является прообразом отрасли технологического маши-

ностроения.

Имеется ряд ограничений и даже препятствий в развитии ППТ, но наиболее многоплановым из них является конвергентная составляющая, диктующая необходимость одновременного развития различных институтов национальных инновационных систем и диверсифицированной долгосрочной государственной политики. Базой ППТ должны выступать смежные отрасли экономики (техники), разнообразные группы технологий и информационные системы. Учитывая, что еще в 1990–2000-е гг. наметился своего рода водораздел между двумя основными моделями не только инновационного, но и экономического развития передовых стран и обеспечивающими их механизмами государственной политики, важной является оценка их базовых отличительных особенностей и сравнение между собой, прежде всего, с позиций долгосрочного прогнозирова-

ния. Наиболее яркие представители этих моделей – США и ФРГ.

Определенный «откат» от политики деиндустриализации и практический интерес к политике реиндустриализации обоснованы в [3], где на примере США фиксировалось отмирание целых сегментов инновационной промышленности: производство полупроводниковой продукции, электроники, машиностроения и др., а также падение уровня жизни по причине более низкой заработной платы в сфере услуг, рост торговых дефицитов и потеря кадрового потенциала. Результатом деиндустриализации является угроза снижения инновационной активности США и других ведущих развитых стран за счет следующих факторов [4, 5]:

- географического разрыва между промышленными НИОКР, инжинирингом и производствами, снижающими способность к созданию новой инновационной продукции;

- снижения внутреннего спроса на B2B-продукции и услуги, ведущего к отмиранию сегментов малого и среднего технологического бизнеса, в значительной степени определяющего устойчивость и конкурентоспособность национальных инновационных систем;

- роста промышленно-технологических компетенций со стороны стран – производственных «хабов», что также снижает конкурентоспособность производственной и инновационной деятельности ведущих развитых стран.

Острота возникающих экологических проблем наиболее развитых стран, поиск ими новых секторов роста в совокупности с переоценкой реальных возможностей «зеленой энергетики» как фактора переформатирования экономики сдвинули вектор внимания правящих элит к вопросам реиндустриализации и передовых производственных технологий. Этому способствовали достижения науки в части разработки новых ППТ – аддитивных технологий, передовых материалов, различных видов робототехни-

ки, интеллектуальных систем [6], которые являются фундаментальной основой формирования новой ступени индустриального развития, так называемой «четвертой промышленной революции» [7].

На этом фоне ведущие развитые страны активизировали свои действия в области промышленной и промышленно-технологической политики, отдавая ей стратегический приоритет. Вместе с тем, основываясь на разработанной энерготехнологической концепции (ЭТК) устойчивого развития [8], раскрывающей неиспользованный ранее потенциал энергосбережения и создания новых секторов эффективного роста производства, представляется актуальной задача встраивания ЭТК в общую схему современной системы экономического развития и обоснования путей ее практической реализации.

В Соединенных Штатах главные направления, приоритеты и инструменты новой политики реиндустриализации и ее базовой составляющей ППТ были сформированы только к середине 2012 г. [9]. Ее основой стала группа «зонтичных» национальных инициатив, из которых наибольшую известность получили мероприятия Национального управления программ в сфере передового производства (AMNPO), а также Национальной сети по развитию производственных инноваций (NNMI) [10] – системы инновационно-технологических институтов по отдельным, самым важным направлениям ППТ.

Эти институты представляют собой сетевые структуры, координирующие и управляющие всеми видами деятельности по инициированию создания эффективных ППТ, выводу на рынок соответствующей продукции и формированию кластеров и производственных цепочек. Из планируемых 15 институтов первоначально созданы четыре по следующим тематикам: адаптивные производства; цифровое производство и промышленный дизайн; производство легких и современных металлов; сило-

вая электроника нового поколения.

В сферу координации АМНРО включены отдельные мероприятия уже осуществляемых национальных инициатив и программы создания новых центров НИОКР, а также ряд других. На ведомственном уровне они дополнились набором технологических и организационных мероприятий Минэнерго, Минобороны, Минторга и Минсельхоза США и некоторых других национальных ведомств. И это неокончателный перечень мероприятий по стимулированию развития промышленно-технологических кластеров и всей технологической структуры, что говорит о преодолении США возникших трудностей и вхождению в цикл реиндустриализации с хорошей стратегией и ресурсами для практических действий.

В отличие от США промышленно-технологическая политика Германии являлась константой общегерманской политики, хотя зачастую проводилась выборочно и преимущественно косвенными средствами, основанными на стимулировании достаточно простыми, но эффективными методами, в том числе путем облегчения доступа к финансированию и поддержки промышленно-технологических кластеров. При этом важнейшим звеном выступает поддержка НИР и НИОКР в части промышленных технологий. Выделим материаловедение, микроэлектронику и «инженерные» направления, имеющие прогрессивное финансирование по линии Германского научного фонда. Профильные НИОКР активно проводятся в других ведомствах и в кооперации с промышленностью.

Новое поколение ППТ в Германии активно разрабатывается с 2000-х гг. Приоритет в их создании отводится группе передовых информационно-коммуникационных технологий (ИКТ) в сфере «Интернета вещей» (IoT). IoT представляет собой набор технологий межмашинной коммуникации, а по сути – многоплановую мехатронику. Позволяет создавать киберфизические системы

(КФС), способные интегрировать виртуальные и физические модели всех происходящих процессов, и может рассматриваться как новый этап информационной революции [2].

Именно технологии КФС – базовые центры интересов правительства ФРГ, которое рассматривает как важную доминанту «интеллектуальные» автоматические фабрики и предприятия в качестве основы роста конкурентоспособности немецкой индустрии на длительную перспективу и источника принципиально новой инновационной продукции. Масштабная работа по линии КФС началась в 2010 г. с утверждения национальной программы «Индустрия-4,0», которая является первой из десяти «проектов будущего», реализующихся в рамках Стратегии в сфере высоких технологий ФРГ. Цель этого проекта – создание технологий «умного предприятия». В нем большое внимание уделено НИОКР, организационно задействован широкий спектр дополнительных возможностей, в том числе программы сотрудничества с бизнесом и университетами, научными обществами ФРГ и др.

Экономика Германии решает масштабные задачи реиндустриализации с хорошей динамикой и практическими перспективами, которые дают возможность стране занимать одно из лидирующих мест в мировом технологическом развитии. Этому способствует объединённый технологический потенциал стран ЕС, который во многом замыкается на немецкую экономическую структуру. Сравнительный анализ сущности промышленно-технологической политики в США и ФРГ позволяет сделать вывод о формировании новой фазы инновационного «революционного» старта технологических, экономических и политических процессов в мире при их многоуровневой конвергенции с одновременной жесткой конкуренцией между странами, объединениями и транснациональными компаниями.

Опираение ряда передовых стран на ППТ означает начало процесса «балансировки» их экономик, что связано с очередным этапом функционального расширения мирового рынка товаров, включением в него изделий нового технологического уклада, т. е. комплексного производства и поставок продукции и экономическим отлучением из этой сферы стран с более низким уровнем развития. Это хорошо продуманная стратегия и она будет активно реализовываться упомянутыми государствами вплоть до следующего интеллектуального прорыва в человеческой цивилизации.

Для «сервисных» экономик, к которым относятся США и Великобритания, имеется реальная возможность реиндустриализации формированием новых сегментов машиностроения и производства товаров потребительского спроса. Для «промышленных» держав, например ФРГ, Японии и Франции, логично движение в сторону ИКТ-сектора, связанного с IoT и B2B-решениями, которые сейчас уже активно развиваются и в США.

В своей совокупности эти направления содействуют развитию ряда других приоритетных инновационных отраслей и направлений: промышленной биотехники, нанотехнологий, возобновляемой энергетики, медицинского аппаратустроения, военной техники, автоматизированного проектирования и др. Это связано с мобильностью и способностью хорошо организованной научно-производственной инфраструктуры крупных развитых стран воплощать в себе важнейшие научные достижения и использовать их в промышленных масштабах.

Технологический реверс глобальной мировой экономики в сторону реиндустриализации доказывает иллюзорность, которую в последние годы связывали с постиндустриальным обществом. Здесь уместен экскурс в историю XX в., когда миром овладевали революции и догмы как всеобщей мировой ре-

волюции, так и возможности победы социализма в отдельно взятой стране. Есть фундаментальные основы развития и они устойчивы к любым внешним условиям и изменениям. Отсюда следует заключение, что человеческое общество всегда будет индустриальным с той разницей, что на разных этапах его развития меняются структура, состав и уровень производственной базы, определяющей технологическое содержание производимой продукции. При этом степень инновационности зависит от достижений науки и их воплощения на практике. В связи с поставленными задачами рассмотрим роль и место новой отрасли промышленности – технологического машиностроения в структуре мировой экономики.

1. *Материаловедение.* Это изучение свойств природных и техногенных материалов, поиск путей их эффективной переработки, анализ потенциала использования и синтез принципиально новых продуктов и изделий. Здесь неизбежны революционные прорывы и достижения, что потребует создания соответствующего технологического оборудования.

2. *Ресурсообеспеченность.* Важность этого направления естественным образом вытекает из неуклонного роста народонаселения и ограниченности природных ресурсов. В нынешних условиях при существующей демографии здесь должен доминировать основной принцип – рациональная добыча, эффективная переработка и экономное использование всех этих ресурсов, что невозможно без коренной модернизации соответствующей производственной инфраструктуры и технологического оборудования.

3. *Энергообеспеченность.* Энергетические ресурсы включают в себя различные виды топлива и источников энергии, выработки, преобразования и применения соответствующих видов энергии. Энергообеспеченность будет тем выше, чем меньше потребление

энергии, и во многом зависит от использования энергоэффективных технологий, машин и комплексов, особенно в крупнотоннажных производствах, где велик потенциал энергосбережения.

4. *Производство продуктов питания.* Широкий спектр пищевой продукции и развитая сеть технологий их переработки в сочетании с дефицитом первичного качественного сырья (плодов, зерна, мяса, молока и др.) вынуждает производителей использовать другие материалы, как правило, с меньшей пищевой ценностью. Этот процесс идет параллельно с развитием оборудования, которое отличается большим конструктивным многообразием и требует постоянной модернизации.

5. *Экология.* Экологическая безопасность и рациональное природопользование – важный фактор устойчивого развития. В этой сфере множество актуальных задач: защита окружающей среды, комплексная переработка промышленных и бытовых отходов, создание безотходных технологий, обеспечение безопасных условий труда, получение чистых продуктов питания и ряд других. Они должны базироваться на применении соответствующего оборудования и требуемых показателей в части устранения негативных воздействий.

Управление формированием ППТ в отечественной промышленности

Оценка возможных направлений инновационного развития производственных систем складывается из ряда базовых компонентов, однако важнейшим и определяющим из них является организационно-управленческий. Особенно актуально такое положение для Республики Беларусь. Президент А. Г. Лукашенко в своем обращении с ежегодным Посланием к белорусскому народу и Национальному собранию отметил: «у нас в Беларуси высшие должностные лица Правительства, губернаторы и прочие руководители не могут сформировать нормальный портфель

проектов под эти инновации! Но это отдельный разговор.» [12].

Сложившаяся ситуация требует поиска действенных механизмов управления крупными проектами инновационного развития. В качестве аргументов для обоснования правильного выбора управленческих решений остановимся на двух моделях, которые способны логически и статистически оправдать выбор конкретного плана действий. Первая из них – система плановой экономики развития отечественной промышленности, вторая – это модель организованного управления различного рода процессами.

Заслуживает внимания плановая система управления народным хозяйством. Четкий ответ о ее жизнеспособности в прошлом и перспективности в будущем дает график изменения индекса промышленного производства в РСФСР / России и США в период с 1960 г. по 2014 г. [14], который показывает, что уход от планового управления производством привел к резкому спаду производства и не позволяет в настоящее время успешно конкурировать с США (рис. 2).

Пояснением закономерностей управления сложными системами может служить модель организованного преобразования объекта. Первоначально такая модель разрабатывалась для анализа процессов смесеобразования, тепло- и массообмена. Сейчас она предлагается для объяснения поведения и управления сложными системами при долгосрочном планировании. За главную целевую функцию изменения свойств объекта условно примем поверхность взаимодействия между его составляющими – темными и светлыми компонентами. Кинетика и энергетика таких взаимодействий и есть искомая функция, определяющая поведение исследуемой системы.

Рассмотрим это на графических моделях. На рис. 3 приведен алгоритм организованного преобразования объек-

та. Исходная задача – организовать процесс с минимумом издержек. Издержки – дополнительные финансовые и энергетические затраты, увеличение времени проведения процесса, перерас-

ход сырья и материалов и т. д. Их можно минимизировать путем условного максимального обновления поверхности за каждый единичный акт совершаемых событий.

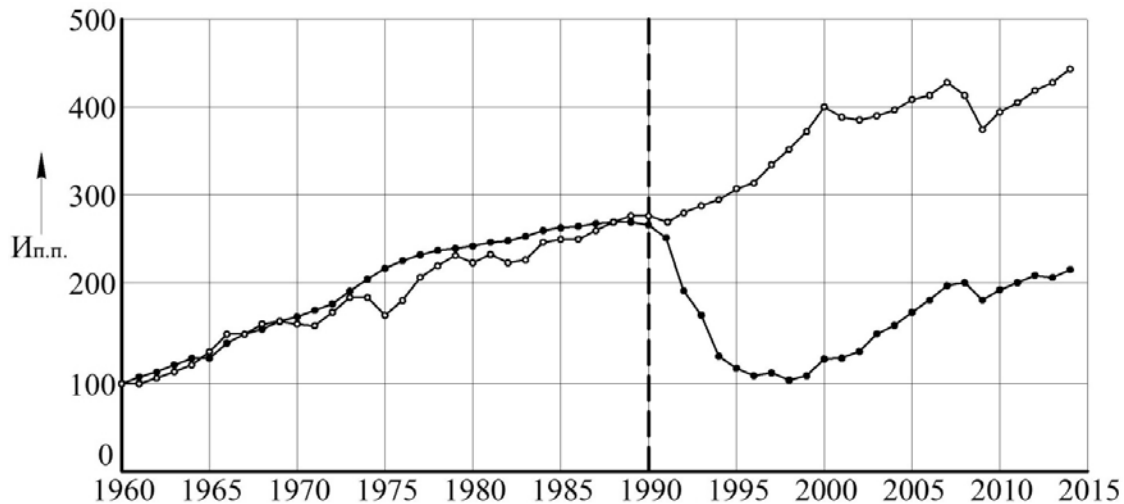


Рис. 2. Индекс промышленного производства в России и США, 1960–2014 гг.: 1960 г. = 100; —●— РСФСР; —○— США

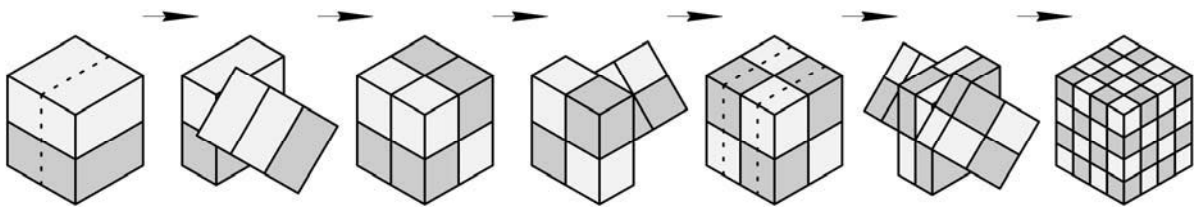


Рис. 3. Алгоритм организованного преобразования объекта

Достигается это тем, что развитие системы производится по закону минимальных объемов (рис. 4), когда за каждый цикл управляемых действий вновь образованные соседние объемы различных компонентов становятся геометрически подобными исходным. По сути данный механизм прямо противоположен тому, который выполняется в популярном кубике Рубика. Более подробно со всеми пояснениями это описано в [13]. На основе приведенных механизмов управления разработана кинематическая модель функционирования сложной системы (рис. 5). Главным ее

следствием является то, что организованный по целевому алгоритму процесс управления значительно более эффективен по сравнению со стохастическим, как это сейчас происходит в реальной экономике.

Сложившаяся система инновационного развития Беларуси, предметно описанная в [15], показывает, что серьезный прорыв здесь возможен при соблюдении ряда условий, в том числе поиске точек эффективного роста экономики, создании венчурных механизмов финансирования и консолидации научных исследователей и производ-

ственников для формирования мощных научно-производственных структур по типу, например, института электросвар-

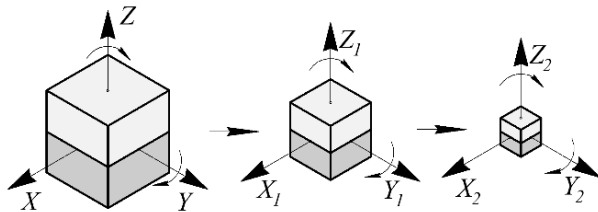


Рис. 4. Структурный алгоритм преобразования

Технологическое машиностроение как основа ППТ

Исторически свершенная индустриализация производственной сферы привела к созданию крупных промышленных технологий и комплексов: цементных, силикатных и керамических заводов, горнодобывающих предприятий, химических комбинатов, комплексов по производству металла, удобрений, продуктов питания, боеприпасов и т. д. Все они базируются на многостадийной обработке материалов, состоят из набора сложного и крупного оборудования, которое отличается низкой эффективностью и имеет большой потенциал модернизации. Сейчас эта сфера производства самая архаичная из всех используемых человеком и поэтому ее следует рассматривать как наиболее перспективную для решения глобальных проблем энерго- и ресурсосбережения, снижения капитальных затрат, удешевления производства, а в итоге – улучшения базовых показателей ВВП. Применяемое здесь оборудование является наиболее крупным и сложным из всего созданного в мире.

Обобщение информации в части

ки им. Е. О. Патона, конструкторского бюро А. Н. Туполева, ОАО «Сормово» или концерна «Сименс».

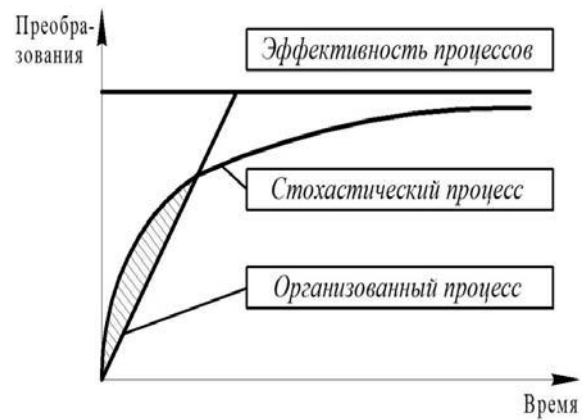


Рис. 5. Кинетическая модель функционирования различных процессов

стоящих приоритетных задач показывает, что их решение основывается на соответствующих машинах и технологическом оборудовании. По своей функциональной структуре, особым условиям проектирования, изготовления и ввода в эксплуатацию их следует выделить в самостоятельную группу, которая может служить базой формирования новой отрасли – технологического машиностроения. Такой организационный путь представляется не только реально возможным, но, с учетом долгосрочной перспективы, и наиболее перспективным и экономически выгодным. Аргументация выдвинутого предложения сводится к следующему.

1. Технологическое оборудование необходимо проектировать как «умные» машины, что требует большого объема не только специфических, но и фундаментальных знаний, в том числе в области материаловедения.

2. Технологические комплексы состоят из большого числа различных машин и агрегатов, образующих сложные вариативно функционирующие технологические цепи, и для их создания нужны научно-технологические центры с хорошей исследовательской и

испытательной базой.

3. Производственные мощности для выпуска технологического оборудования должны иметь быстро переналаживаемый станочный парк и большой спектр технологий машиностроительного профиля.

4. Профессиональная подготовка специалистов в области технологического машиностроения требует особых компетенций и дополнительной вузовской подготовки.

5. Действующая практика производства технологического оборудования не отвечает условиям его эффективной эксплуатации и новым задачам в части эволюционного развития.

Современная реиндустриализация может быть результатом действия ряда факторов [3], причем удорожание труда в странах с формируемым новым рынком не является определяющим условием, т. к. производство для минимизации издержек можно перенести на территории более бедных, но достаточно стабильных стран. Реиндустриализация представляет собой не возвращение традиционных производств в развитые страны, а создание новых отраслей промышленности, характерной чертой которых становится относительное снижение доли труда и издержек и рост значимости таких факторов, как близость исследовательской базы, что связано с повышением доли R&D и основного потребительского спроса.

Важными факторами реиндустриализации можно считать неизбежную трансформацию рынка энергоресурсов, близость рынка сбыта продукции и наличие квалифицированного персонала. Именно по этой причине анализ новых отраслей представляет собой особый интерес с точки зрения выявления перспективных технологических секторов, которые станут источниками экономического роста в обозримой практике [10]. В этих условиях новое содержание должна получить промышленная политика, целью которой следует считать создание инсти-

туциональных условий, благоприятных для развития новых секторов экономики.

Складывающаяся тенденция свидетельствует о том, что технологическое машиностроение, в том числе как база для создания «умных» машин и комплексов, является важнейшим трендом развития мировой экономики на ближайшие десятилетия. На этом основании следует дать комплексную оценку потенциала модернизации технологической структуры, создать банк потенциально эффективных машин, технологий и комплексов, сформировать национальную стратегию инноваций и разработать план её реализации, а самое главное – приступить к практическим действиям.

Неучтенный потенциал повышения эффективности технологической сферы промышленного производства составляет не менее 15...20 % экономии электроэнергии и до 8...10 % других энергоресурсов и складывается из анализа следующих основных компонентов: первичной переработки, дезинтеграторных технологий, тепловых переделов, технологического энергоснабжения, технологического транспорта, технологического электропривода и ряда других. Эти направления являются главными практическими приложениями отрасли технологического машиностроения [13, 17].

Обоснованием необходимости ускоренного становления технологического машиностроения можно считать прогноз глобального мирового развития многих авторов, например, Ф. А. Шамрая [18]. Главным выводом из представленных им циклограмм как 40-летних, так и 100-летних технологических циклов является тот факт, что в 2015–2050 гг. в экономике будут доминировать материалы, в 2040–2100 гг. – машины, а неоспоримым лидером будет Китай.

Таким образом, можно сделать заключение, что отрасль технологического машиностроения органически

вписывается в концепцию создания передовых производственных технологий и индустриализации промышленности, а ее неизбежное формирование и выделение в самостоятельную отрасль может произойти в ближайшее десятилетие.

Заключение

Передовые промышленные технологии являются объектом экономической политики ведущих стран и активно ими развиваются на основе современных тенденций научно-технического прогресса и конвергентных взаимодействий с соседними отраслями и различными институтами национальных инновационных институтов. Это реально проявляется в повышении наукоемкости ВВП, реиндустриализации ряда отраслей производства и формировании новой кластерной среды.

Осуществляется переход не только на производство высокотехнологичной продукции, но и освоение выпуска систем машин в их итоговом назначении – передовых промышленных технологий. Мировые лидеры, прежде всего США и ФРГ, в очередной раз пытаются уйти в технологический отрыв, но делают это различными политическими методами. Неблагоприятное состояние экономики Беларуси требует реальной оценки сложившейся ситуации и поиска прагма-

тичных, но эффективных направлений развития отечественной промышленности на основе создания конкурентоспособных направлений, прежде всего, в области передовых промышленных технологий.

Для Беларуси ключевой отраслью промышленности является машиностроение. Результатом его развития, частичной реструктуризации и дополнения мощной научно-исследовательской базы может быть создание отрасли технологического машиностроения, формирование которой можно отнести к «четвертой индустриальной революции». При этом важно, что в нанотехнологиях республика догоняет, а в макротехнологиях переработки сырья и материалов, которые пока находятся на низком технологическом уровне, имеются реальные возможности, создавая собственные ППТ, совершить инновационный рывок и в части направлений выйти в лидеры.

Работа выполнена в рамках проекта «Разработка энерготехнологической концепции национальной безопасности Казахстана на основе неучтенных резервов энергосбережения и повышения эффективности промышленности», финансируемого МОН РК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сиваченко, Л. А.** Технологическое машиностроение – основа создания энергоэффективных технологий, машин и комплексов / Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко // Энергоэффективность. – 2016. – № 6. – С. 28–32.
2. **Данилин, И.** Новая промышленно-технологическая политика развитых стран: ждет ли нас IV индустриальная революция? / И. Данилин // Год планеты. Ежегодник. Экономика, политика, безопасность. – 2014. – С. 65–76.
3. **Atkinson, R. D.** Innovation Economics / R. D. Atkinson, S. J. Azell // Yale University Press, 2012.
4. Report to the President on Ensuring American Leadership in Advanced Manufacturing. Executive Office of the President. President's Council of Advisors on Science and Technology. June 2011.
5. Report of the MIT Taskforce on Innovation and Production. Massachusetts Institute of Technology. – 2013. – P. 10.
6. Emerging Global Trends in Advanced Manufacturing. Institute for Defense Analyses. IDA Paper P-4603. March 2012.
7. Industrial Revolution. Manufacturing and Innovation. Special Report // The Economists. Apr. 21, 2012.
8. **Сиваченко, Л. А.** Энерготехнологическая концепция национальной безопасности / Л. А. Сиваченко, Б. А. Унаспеков // Энергоэффективность, 2013. – № 5. – С. 28–31.

9. A Blueprint for an America Built to Last. Jan. 2012. The White House.
10. National Network for Manufacturing Innovation: A Preliminary Design. Executive Office of the President. National Science and Technology Council. Advanced Manufacturing National Program Office. January 2013.
11. **Май, В.** Глобальный кризис и тенденции экономического развития / В. Май, А. Улюкаев // Вопросы экономики. – 2014. – № 11. – С. 4–24.
12. От уверенного старта – к успеху нового поколения. Выступление Президента Александра Лукашенко при обращении с ежегодным Посланием к белорусскому народу и Национальному собранию / СБ Беларусь сегодня. – 2016. – 22 апр. – С. 2–6.
13. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение: основные положения / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2010. – № 4. – С. 10–20.
14. **Смирнов, С.** Экономический рост и экономические кризисы в России : конец 2010-х г. – 2014 г. / С. Смирнов // Вопросы экономики. – 2015. – № 5. – С. 28–47.
15. **Шимов, В. Н.** Инновационное развитие экономики Беларуси: движущие силы и национальные приоритеты / В. Н. Шимов, Л. М. Крюков. – Минск : БГЭУ, 2014. – 199 с.
16. Технологические пределы с максимальным потенциалом энергосбережения / Л. А. Сиваченко, У. К. Кусебаев, И. А. Реутский, А. М. Ровский // Энергоэффективность. – 2015. – № 10. – С. 24–30.
17. **Сиваченко, Л. А.** Технологическое машиностроение – основа создания энергоэффективных технологий, машин и комплексов / Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко // Энергоэффективность. – 2016. – № 6. – С. 28–32.
18. **Шамрай, Ф. А.** Модернизация в России / Ф. А. Шамрай // Строительные и дорожные машины. – 2012. – С. 2–7.

Статья сдана в редакцию 7 сентября 2016 года

Леонид Александрович Сиваченко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: 228011@mail.ru.

Татьяна Леонидовна Сиваченко, зам. директора по научной работе, УЧПП КБ «Промышленные технологии и комплексы». E-mail: tatsianamail.86@gmail.com.

Leonid Aleksandrovich Sivachenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: 228011@mail.ru.

Tatiana Leonidovna Sivachenko, Deputy Director for R&D, Design Office «Industrial technologies and complexes». E-mail: tatsianamail.86@gmail.com.

УДК 621.839.36

В. П. Тарасик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.839.36

V. P. Tarasik

MODELING OF PLANETARY GEAR

Аннотация

Изложена методика математического моделирования планетарной передачи. Приведены графики переходных характеристик и процессов разгона системы с учётом и без учёта упругих свойств зубчатых зацеплений. Отмечены существенные различия этих процессов и целесообразность установки корпуса передачи на эластичных подушках.

Ключевые слова:

планетарная передача, зубчатое зацепление, мотор-редуктор, математическая модель, переходная характеристика, процесс разгона динамической системы.

Abstract

The techniques of mathematical modeling of planetary gearing are presented. The graphs of transient characteristics and processes of the system acceleration are given with and without taking into account elastic properties of the gearing. Their significant differences are described, and the feasibility of placement of the gear housing on elastic cushions is shown.

Key words:

planetary gear, gearing, motor reducer, mathematical model, transient characteristics, process of dynamic system acceleration.

Планетарные передачи находят широкое применение в различных технических объектах – в мобильных машинах в качестве механизмов трансмиссий, в мотор-редукторах и в других изделиях, где требуется получить большое передаточное число при малых габаритах.

При моделировании процессов функционирования технических объектов с планетарными передачами обычно не учитывается деформация зубьев зубчатых колес, что не позволяет в полной мере дать описание их физических свойств.

Рассмотрим методику моделирования планетарной передачи на примере

мотор-редуктора и оценим получаемые результаты с целью выявления влияния упругих свойств на характеристики переходных процессов. Используем в качестве примера одноступенчатый планетарный редуктор с цилиндрическими прямозубыми шестернями, заимствованный из [1], конструкция которого с отображением размеров всех основных деталей редуктора представлена на рис. 1.

На рис. 2 показана кинематическая схема рассматриваемой планетарной передачи. На ней приняты следующие обозначения: a – центральное колесо наружного зацепления ЦКНЗ; b – центральное колесо внутреннего зацепления ЦКВЗ; h – водило; s – сателлит. Числа зубьев

колёс: $z_a = 23$; $z_b = 127$; $z_s = 52$; модуль $m = 2$ мм. Коэффициент сдвига исходного контура для всех зубчатых

колёс $x = 0$. Количество сателлитов $n_s = 3$.

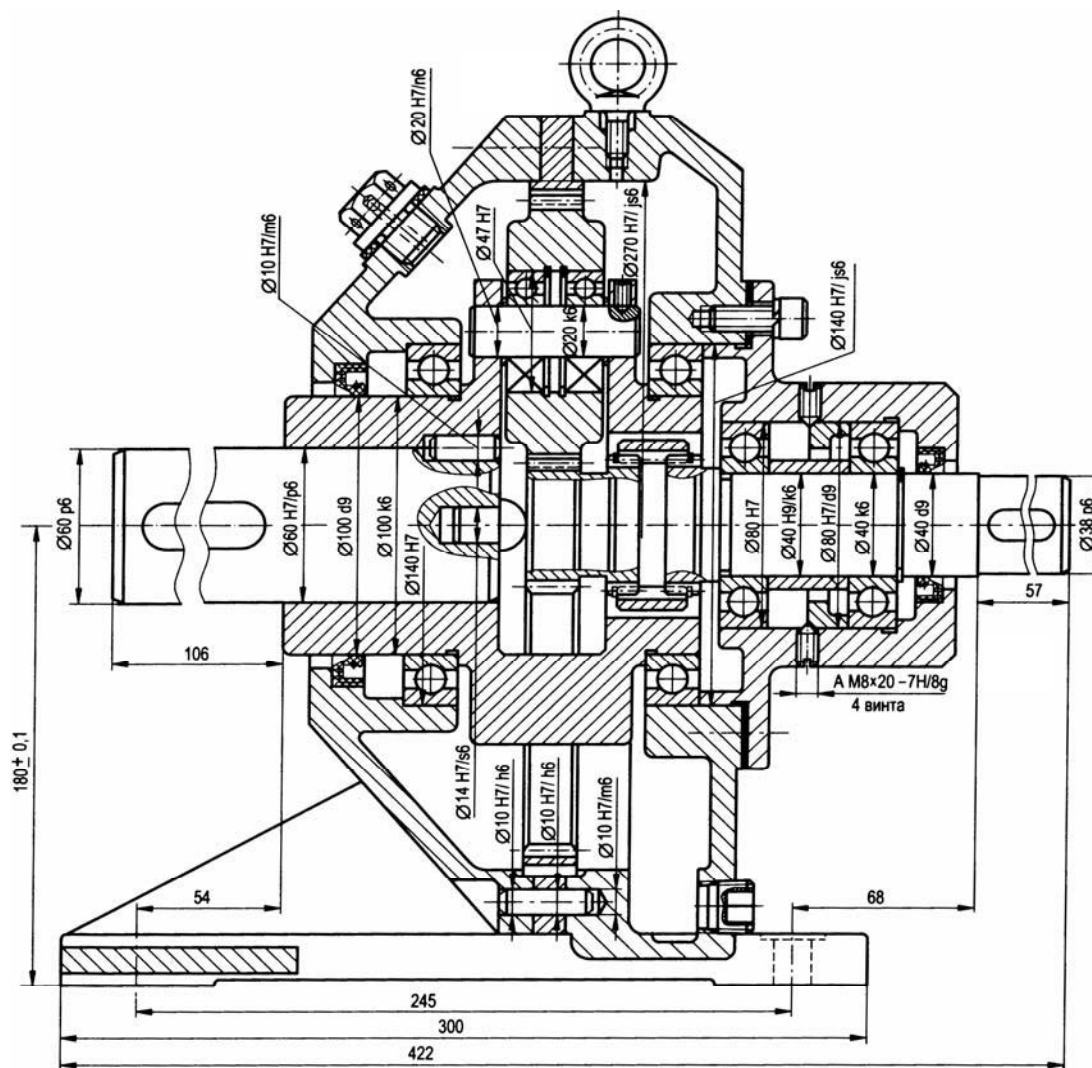


Рис. 1. Исследуемый планетарный редуктор

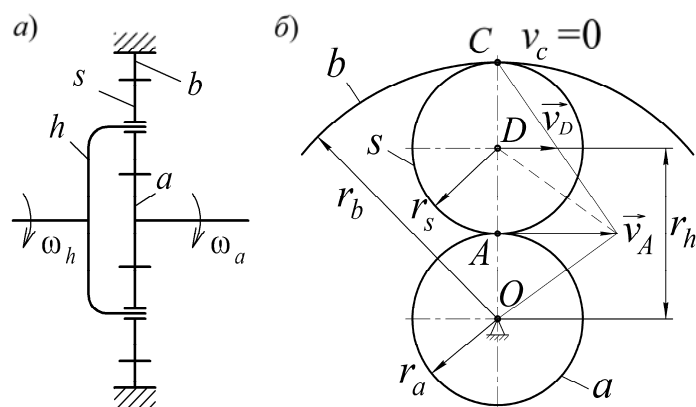


Рис. 2. Кинематическая схема планетарной передачи

Кинематические свойства планетарной передачи описываются уравнением

$$\omega_a - K\omega_b - (1 - K)\omega_h = 0, \quad (1)$$

где $\omega_a, \omega_b, \omega_h$ – угловые скорости соответствующих элементов передачи; K – кинематический параметр,

$$K = \frac{\omega_a}{\omega_b} \bigg|_{\omega_h=0}. \quad (2)$$

При $\omega_h = 0$ водило остановлено, а колеса a и b вращаются в противоположные стороны, поэтому K отрицательно. Модуль кинематического параметра можно определить через соотношение чисел зубьев ЦКВЗ и ЦКНЗ: $|K| = z_b/z_a = 5,5217$. В планетарной передаче одно из звеньев (a , b или h) неподвижно. В рассматриваемой схеме это колесо b (см. рис. 2, a), поэтому её передаточное число u , согласно выражению (1), вычисляется из соотношения

$$u = \omega_a/\omega_h = 1 - K. \quad (3)$$

Так как K отрицательно, получаем $u = 6,5217$.

В качестве источника энергии рассматриваемого механизма примем асинхронный электродвигатель АИР132М4 с параметрами: мощность $P = 11$ кВт; номинальный вращающий момент $M_{\text{ном}} = 72$ Н·м; номинальная частота вращения $n_{\text{ном}} = 1450$ об/мин; момент инерции ротора $J = 0,0349$ кг·м².

Характерная особенность планетарной передачи в том, что она имеет три внешних звена, посредством которых взаимодействует с объектами внешней по отношению к ней среды, и внутреннее звено, связывающее между собой её внешние звенья. К внешним звеньям относятся зубчатые колёса a и b , а также водило h , к внутреннему звену – сателлит s .

Для построения математической

модели планетарной передачи составим её динамическую модель, учитывающую физические свойства передачи (инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные), а также воздействия на неё внешней среды (источника и потребителя энергии). Инерционными свойствами обладают вращающиеся зубчатые колёса и водило, способные накапливать кинетическую энергию. Их параметрами являются моменты инерции $J_i, i = \overline{1, n}$, где n – количество инерционных элементов. Упругие элементы отображают способность накапливать потенциальную энергию вследствие деформации звеньев планетарной передачи. Параметры упругих элементов – коэффициенты жёсткости $c_j, j = \overline{1, N}$, где N – количество упругих элементов. Если учесть упругие свойства зубчатых колёс планетарной передачи, то эти колёса окажутся связанными между собой упругой дифференциальной связью.

В результате динамическая модель планетарной передачи имеет вид (рис. 3), где моменты инерции J_2, J_3, J_4 отображают инерционные свойства основных звеньев передачи (зубчатых колёс a и b и водила h), а упругий элемент с коэффициентом жёсткости c_2 – их взаимодействие. Момент инерции J_1 характеризует инерционные свойства двигателя – источника энергии, а J_5 – приводимого рабочего органа – потребителя энергии. Параметры $\mu_j, j = \overline{1, N}$ характеризуют свойства диссипативных элементов, рассеивающих энергию. Параметрами трансформаторных элементов ТЭ₁ и ТЭ₂ являются передаточные числа u_1, u_2 и КПД η_1, η_2 .

Основное условие построения адекватной математической модели – выполнение требований закона сохранения энергии: кинетическая и потенциальная энергии компонентов модели и отображаемых ими элементов реального объекта должны полностью совпадать.

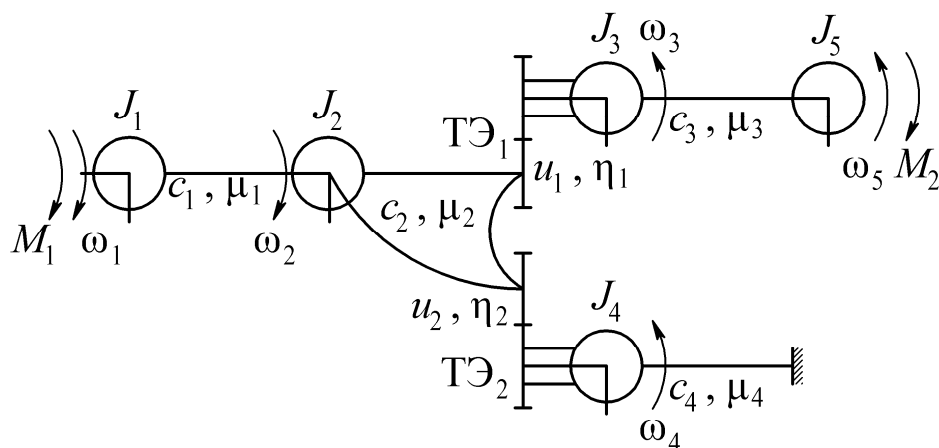


Рис. 3. Динамическая модель планетарной передачи

При определении кинетической энергии введенных в динамическую модель инерционных элементов необходимо учесть кинематические связи внешних звеньев планетарной передачи a , b и h с внутренним звеном s , принимая во внимание конструктивное исполнение этих звеньев и их геометрические размеры. Сателлиты совершают сложное движение, которое можно разложить на два составляющих (вращательное относительно собственной оси сателлита и вращательное совместно с водилом), т. е. представить его в виде суммы относительного и переносного движений. Кинетическая энергия сателлитов тогда будет равна сумме кинетических энергий в обоих видах движений $E_{ks} = E_{ks.отн} + E_{ks.пер}$. Значения этих составляющих вычисляются по формулам:

$$E_{ks.отн} = 0,5n_s J_s \omega_{s.отн}^2;$$

$$E_{ks.пер} = 0,5n_s m_s v_{s.пер}^2,$$

где J_s – момент инерции сателлита относительно собственной оси; n_s – количество сателлитов; $\omega_{s.отн}$ – угловая скорость вращения сателлита относительно собственной оси; m_s – масса са-

теллита; $v_{s.пер}$ – переносная линейная скорость оси сателлита, обусловленная вращением водила.

Для определения $\omega_{s.отн}$ и $v_{s.пер}$ рассмотрим кинематическую схему планетарной передачи, представленную на рис. 2, б. Значение $\omega_{s.отн}$ рассчитываем при $v_D = 0$:

$$\omega_{s.отн} = v_a / r_s = (r_a / r_s) \omega_a,$$

где r_a, r_s – радиусы делительных окружностей колес a и s соответственно.

Принимая во внимание, что $r_s = (r_b - r_a) / 2$, $|K| = r_b / r_a$, получаем

$$\omega_{s.отн} = -\frac{2\omega_a}{1+K}.$$

Тогда

$$E_{ks.отн} = 2n_s J_s \frac{\omega_a^2}{(1+K)^2}. \quad (4)$$

Переносная скорость сателлита $v_{s.пер}$ определяется угловой скоростью водила ω_h , т. е. $v_{s.пер} = r_h \omega_h$, где r_h – радиус расположения осей сателлитов (см. рис. 2, б). С учетом этого

$$E_{ks.пер} = 0,5n_s m_s r_h^2 \omega_h^2. \quad (5)$$

В результате получаем следующие выражения для вычисления кинетических энергий основных звеньев планетарной передачи с учётом взаимодействия их с сателлитами:

$$E_{ка} = J_a \frac{\omega_a^2}{2} + 2n_s J_s \frac{\omega_a^2}{(1+K)^2}; \quad (6)$$

$$E_{kb} = J_b \frac{\omega_b^2}{2}; \quad (7)$$

$$E_{kh} = J_h \frac{\omega_h^2}{2} + n_s m_s \frac{r_h^2 \omega_h^2}{2}. \quad (8)$$

Для определения приведенных моментов инерции, соответствующих представленной на рис. 3 динамической модели, вычислим производные кинетических энергий основных звеньев планетарной передачи по их фазовым координатам, т. е. по угловым скоростям ω_a, ω_b и ω_h соответственно. В результате получаем следующие выражения для вычисления моментов инерций динамической модели планетарной передачи:

$$J_2 = J_a + \frac{4n_s J_s}{(1+K)^2}; \quad (9)$$

$$J_3 = J_h + n_s m_s r_h^2; \quad (10)$$

$$J_4 = J_b. \quad (11)$$

Коэффициенты жёсткости входного c_1 и выходного c_3 валов планетарного редуктора вычисляются по методике, изложенной в [2], в зависимости от их конфигурации и геометрических размеров. Значение c_4 реактивного упругого элемента зависит от способа крепления ЦКВЗ к корпусу и упругих свойств деталей крепежа. Если корпус передачи устанавливается на фундамент посредством резиновых подушек, то c_4 определяется их жёсткостью.

Определение c_2 осуществляется с учётом изгибных и контактных дефор-

маций зубьев планетарной передачи. В [3] изложена методика их определения. На её основе было получено значение коэффициента жёсткости c_2 зубчатой передачи исследуемого планетарного редуктора.

Передаточное число u_1 трансформаторного элемента ТЭ₁ соответствует формуле (3), а элемента ТЭ₂ – $u_2 = |K|$.

Для моделируемой передачи получены следующие значения параметров элементов динамической модели: $J_1 = 0,0349$; $J_2 = 5,718 \cdot 10^{-4}$; $J_3 = 5,845 \cdot 10^{-2}$ кг·м². Значение момента инерции J_4 зависит от способа крепления корпуса передачи к фундаменту. При установке его на резиновых подушках колесо b поворачивается под действием реактивного момента вместе с корпусом, поэтому момент инерции оказывается весьма значительным. В рассматриваемом примере получено $J_4 = 5,424 \cdot 10^{-1}$ кг·м². Если же корпус к фундаменту прикреплён жёстко, то деформируется только лишь конструктивный элемент крепления колеса к корпусу, например шпонка. В расчётах получилось в этом случае $J_4 = 4,458 \cdot 10^{-3}$ кг·м². Значение J_5 было принято равным 1,5 кг·м².

Коэффициенты жёсткости упругих элементов: $c_1 = 2,076 \cdot 10^4$; $c_2 = 5,727 \cdot 10^5$; $c_3 = 1,099 \cdot 10^5$; $c_4 = 6,408 \cdot 10^6$ Н·м/рад. Коэффициенты демпфирования диссипативных элементов вычислялись на основе парциальных моделей [4] при следующих значениях относительных коэффициентов затухания: $\gamma_1 = 0,25$; $\gamma_2 = 0,1$; $\gamma_3 = 0,15$; $\gamma_4 = 0,25$. При жёстком креплении корпуса к фундаменту принималось $\gamma_4 = 0,1$. Получены следующие значения коэффициентов демпфирования: $\mu_1 = 1,709$; $\mu_2 = 3,007$; $\mu_3 = 23,585$;

$\mu_4 = 38,598 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$. При жёстком креплении корпуса $\mu_4 = 106,890$.

Для получения математической модели мотор-редуктора с планетарной

передачей использован структурно-матричный метод [4]. Система дифференциальных уравнений соответствует динамической модели на рис. 3:

$$\left. \begin{aligned} d\omega_1/dt &= (M_1 - M_{y1} - M_{d1})/J_1; \\ d\omega_2/dt &= (M_{y1} + M_{d1} - M_{y2} - M_{d2})/J_2; \\ d\omega_3/dt &= [(M_{y2} + M_{d2})u_1\eta_1 - M_{y3} - M_{d3}]/J_3; \\ d\omega_4/dt &= [(M_{y2} + M_{d2})u_2\eta_2 - M_{y4} - M_{d4}]/J_4; \\ d\omega_5/dt &= (M_{y3} + M_{d3} - M_2)/J_5; \\ dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_2 - \omega_3u_1 - \omega_4u_2); \\ dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_3 - \omega_5); \\ dM_{y4}/dt &= c_4\omega_4, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где M_1, M_2 – внешние воздействия; $M_{y1}, \dots, M_{y4}$ – моменты упругих элементов; $M_{d1}, \dots, M_{d4}$ – моменты диссипативных элементов.

Моменты $M_{d1}, \dots, M_{d4}$ вычисляются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_{d1} &= \mu_1(\omega_1 - \omega_2); \\ M_{d2} &= \mu_2(\omega_2 - \omega_3u_1 - \omega_4u_2); \\ M_{d3} &= \mu_3(\omega_3 - \omega_5); \\ M_{d4} &= \mu_4\omega_4. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

На основе уравнений (12) выполнено моделирование переходных характеристик и процесса разгона системы электродвигатель – мотор-редуктор – рабочий механизм.

На рис. 4 приведены переходные характеристики для двух вариантов крепления корпуса редуктора к фундаменту: графики на рис. 4, а, в, д соответствуют установке корпуса на резиновых подушках, а на рис. 4, б, г, е – жёсткому закреплению.

Переходная характеристика – это реакция системы на внешнее ступенчатое воздействие. При моделировании

было принято скачкообразное изменение вращающего момента M_1 с 20 на 40 Н·м. Исходное состояние объекта – статическое равновесие, соответствующее постоянному внешнему воздействию $M_1 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$. После скачкообразного изменения M_1 возникает переходный процесс, и объект постепенно переходит в новое статическое состояние. Поскольку время окончательного перехода сравнительно велико, полагают, что переходный процесс завершён, если переходная характеристика входит в заданный коридор стабилизации, ширина которого составляет 5 % от полного статического изменения регистрируемых графиков этих характеристик [4].

Согласно рис. 4, а–е, графики переходных характеристик рассматриваемых вариантов существенно различаются. При эластичном креплении корпуса процессы более плавные и быстрее затухают, а значения нагрузок на элементы объекта, оцениваемые величинами упругих элементов $M_{yi}, i = \overline{1,4}$, существенно меньше, чем при жёстком креплении.

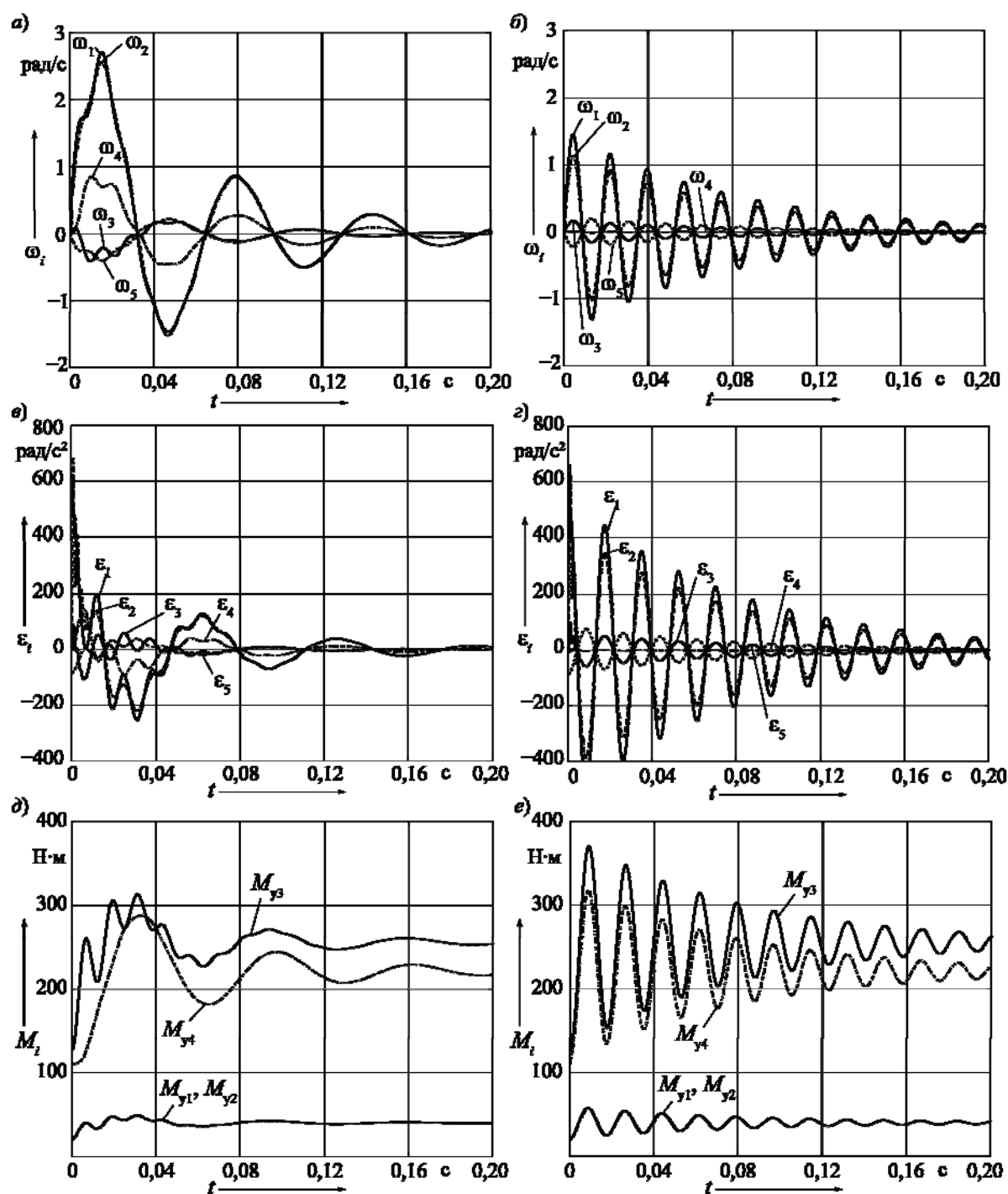


Рис. 4. Переходные характеристики объекта моделирования

В табл. 1 приведены численные значения показателей оценки качества переходных характеристик. Отметим, что коэффициент динамичности $k_{дi}$ и время переходного процесса $t_{пi}$ представляют собой общепринятые крите-

рии качества переходного процесса. В сопоставляемых вариантах коэффициенты динамичности различаются на 18 %, а время переходного процесса – на 85 %.

Табл. 1. Показатели оценки переходных характеристик планетарной передачи

Показатель оценки переходной характеристики	С учётом упругих свойств зубчатого зацепления		Без учёта упругих свойств зубчатого зацепления
	с эластичной установкой корпуса передачи	с жёстким креплением корпуса передачи	
Максимальный момент, Н·м, и коэффициент динамичности $M_{yi}/k_{дi}$:			
входной вал	49,2 / 1,23	57,8 / 1,45	59,8 / 1,46
выходной вал	313,5 / 1,23	371,5 / 1,45	378,7 / 1,48
зубчатое зацепление	49,2 / 1,23	57,8 / 1,45	–
реактивный элемент	288,2 / 1,30	318,1 / 1,44	–
Максимальное угловое ускорение сосредоточенной массы, рад/с ² :			
ротор двигателя	570,3	584,7	578,3
рабочий механизм	40,2	78,7	78,5
ЦКНЗ	622,7	663,5	226,5
ЦКВЗ	136,5	0	–
водило	104,4	101,2	34,2
Время переходного процесса, с	0,1	0,185	0,117

При моделировании разгона исследуемого объекта характеристика воздействия электродвигателя $M_1(t)$ описывалась выражением

$$M_1(t) = \begin{cases} M_{10} + At & \text{при } t < t_1; \\ M_{1\max} & \text{при } t_1 \leq t \leq t_2; \\ B + C/\omega_1 & \text{при } t > t_2, \end{cases} \quad (14)$$

где M_{10} – начальное значение вращающего момента электродвигателя; $M_{1\max}$ – максимальный момент электродвигателя; A, B, C – параметры характеристики момента $M_1(t)$; t_1, t_2 – значения временных интервалов характеристики момента; t – текущее время.

На рис. 5, а, в, д представлены характеристики разгона при установке корпуса планетарной передачи на резиновых подушках, а на рис. 5, б, г, е – при жёстком креплении корпуса к фундаменту.

Графики на рис. 5 получены при следующих параметрах характеристики воздействия электродвигателя (4): $M_{10} = 20$ Н·м; $M_{1\max} = 70$ Н·м; $A = 500$ Н·м/с; $B = 6,957$ Н·м;

$C = 1980,5$ Н·м·рад/с. Значение момента нагрузки рабочего механизма $M_2 = M_{10} u_1 \eta_1$. Из приведенных графиков видно существенное различие полученных характеристик. При эластичном креплении происходит быстрое затухание колебаний моментов упругих элементов M_{yi} и затем осуществляется плавный разгон сосредоточенных масс системы J_i . При жёстком же креплении корпуса в течение длительного времени наблюдаются высокочастотные колебания моментов M_{yi} , угловых скоростей ω_i и угловых ускорений ε_i сосредоточенных масс с большими амплитудами, что отрицательно отражается на плавности процесса разгона.

В табл. 2 приведены значения показателей оценки качества процесса разгона сравниваемых вариантов.

Если не учитывать упругие свойства зубчатых зацеплений планетарной передачи, то динамическая модель приобретает следующий вид (рис. 6).

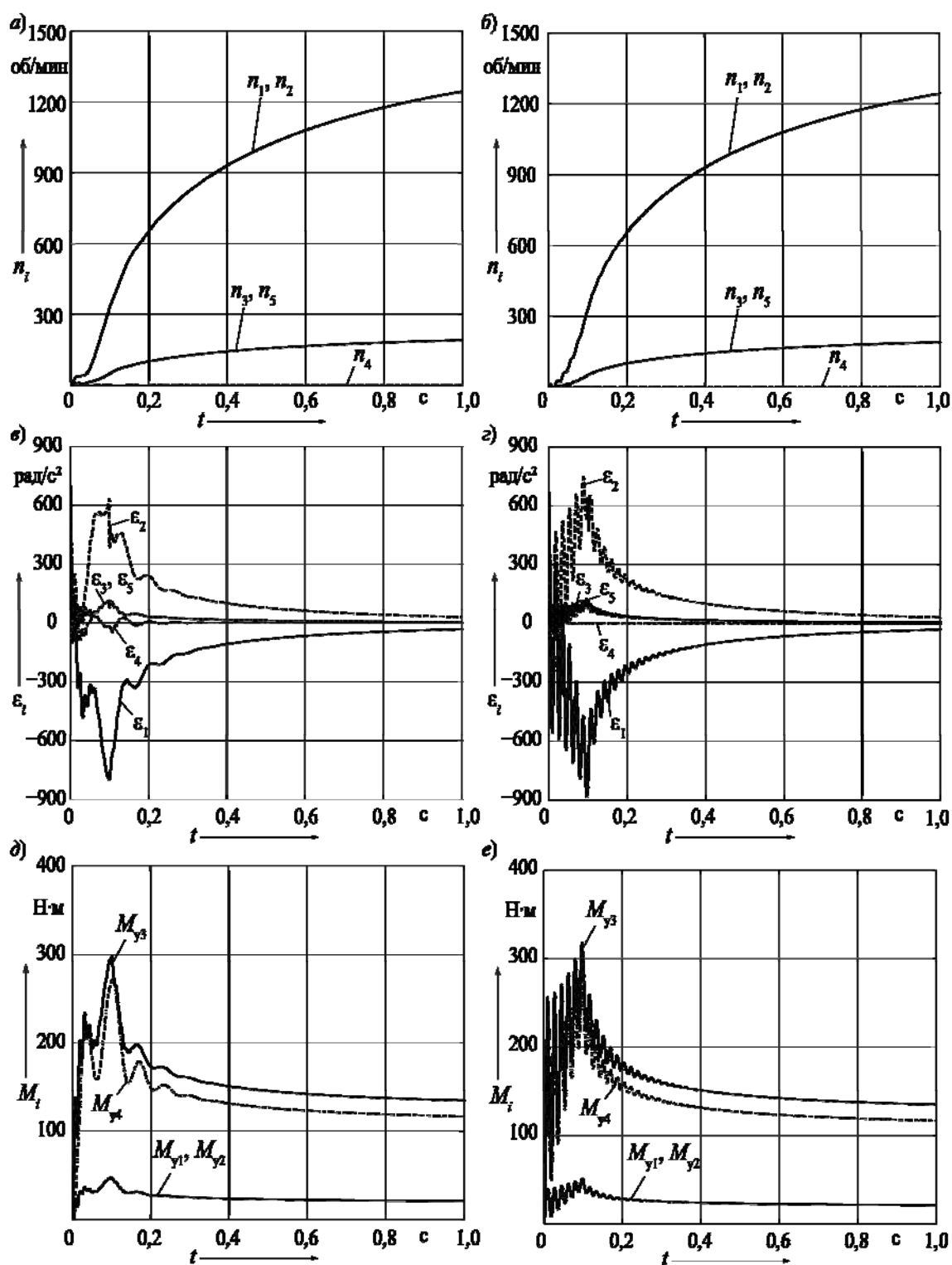


Рис. 5. Графики процесса разгона системы электродвигатель – мотор-редуктор – рабочий механизм

Табл. 2. Показатели оценки процесса разгона системы электродвигатель – мотор-редуктор – рабочий механизм

Показатель оценки процесса разгона	С учётом упругих свойств зубчатого зацепления		Без учёта упругих свойств зубчатого зацепления
	с эластичной установкой корпуса передачи	с жёстким креплением корпуса передачи	
Максимальный момент M_{yi} , Н·м:			
входной вал	47,5	50,6	47,9
выходной вал	297,3	318,1	298,2
зубчатое зацепление	47,5	50,6	–
реактивный элемент	271,7	279,2	–
Максимальное угловое ускорение сосредоточенной массы, рад/с ² :			
ротор двигателя	572,9 / –799,0	573,1 / –884,3	573,1 / –799,4
рабочий механизм	70,8 / –85,1	126,9 / –85,1	113,6 / –85,2
ЦКНЗ	693,6 / –8,1	746,1 / –325,3	699,1 / –88,1
ЦКВЗ	150,4 / –85,7	≈ 0	–
водило	91,1 / –102,6	113,6 / –47,9	107,2 / –13,5

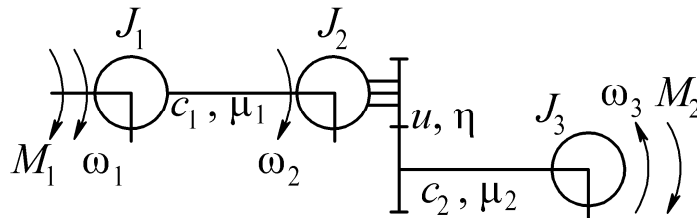


Рис. 6. Упрощённая динамическая модель планетарной передачи

Момент инерции J_2 учитывает инерционные свойства всех компонентов планетарной передачи и определяется из условия сохранения неизменной кинетической энергии $E_k = E_{ka} + E_{kb} + E_{kh}$. На основе этого равенства осуществляется приведение моментов инерции всех компонентов планетарной передачи J_a, J_b, J_h к массе колеса a , т. е. к моменту инерции J_2 на рис. 6. Поскольку

в данном случае колесо b планетарной передачи неподвижно, то принимаем $J_b = 0$. В результате

$$J_2 = J_a + J_h / u^2. \quad (15)$$

Математическая модель мотор-редуктора в данном случае описывается системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} d\omega_1/dt &= (M_1 - M_{y1} - M_{d1})/J_1; \\ d\omega_2/dt &= [M_{y1} + M_{d1} - (M_{y2} + M_{d2})/(u\eta)]/J_2; \\ d\omega_3/dt &= (M_{y2} + M_{d2} - M_2)/J_3; \\ dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_2/u - \omega_3). \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

На рис. 7, а–в показаны графики переходных характеристик для модели без учёта упругих свойств зубчатых зацеплений. По форме они аналогичны графикам, представленным на рис. 4, б, г, е, а различаются количественными значениями показателей, что

видно из табл. 1. В табл. 1 и 2 даны значения моментов в упругих элементах M_{yi} и максимальных угловых ускорений ε_i сосредоточенных масс системы, полученные без учёта упругих свойств зубчатых зацеплений.

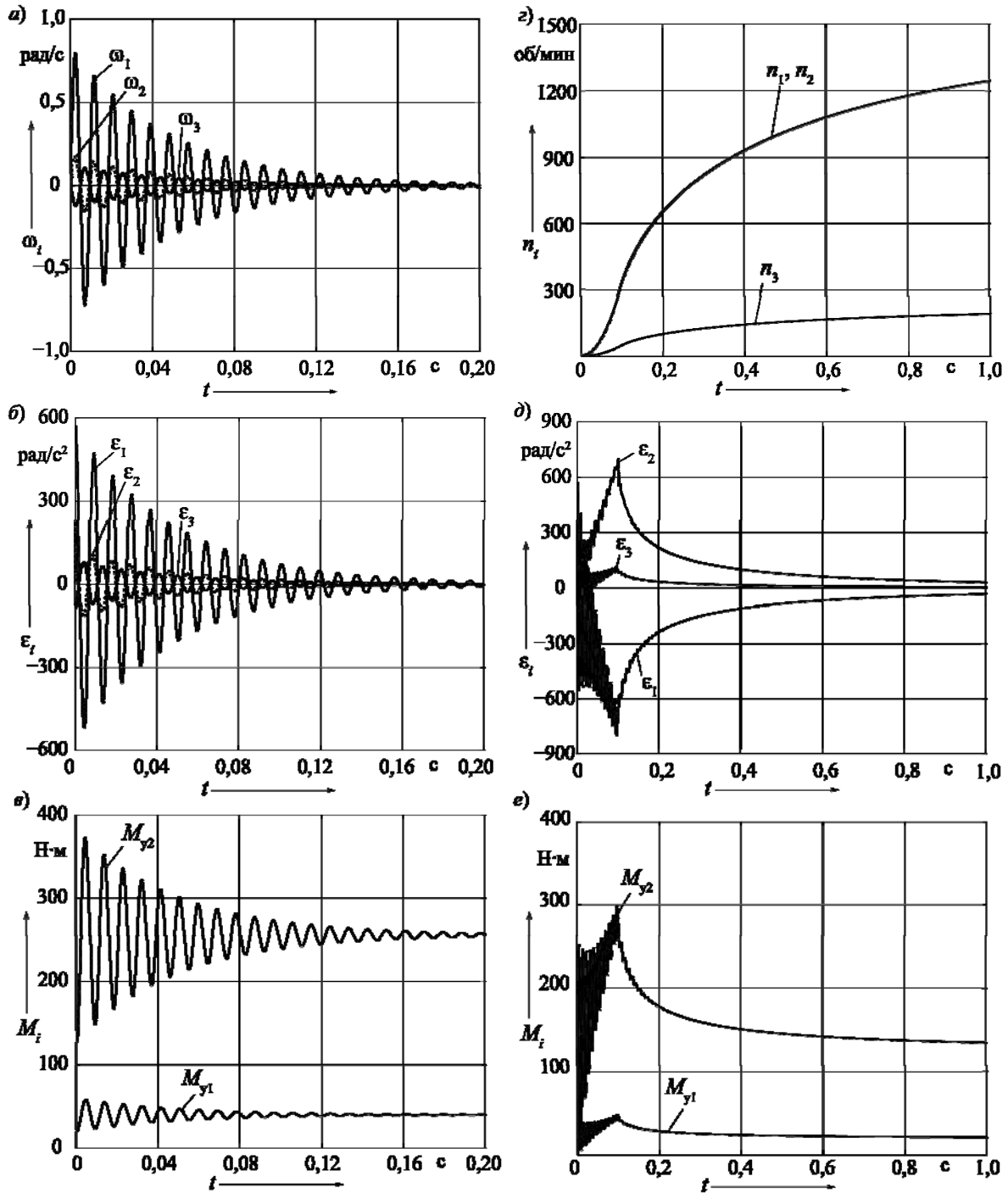


Рис. 7. Переходные характеристики (а–в) и характеристики разгона (г–е), полученные на основе упрощённой динамической модели

В табл. 3 приведены значения резонансных частот сравниваемых вариантов моделей. Очевидно, что они также существенно различаются. В трёх-массовой модели выявляются только

высокие частоты. Применение упрощённой модели не позволяет обнаружить низкочастотный резонанс проектируемого объекта.

Табл. 3. Резонансные частоты колебаний сосредоточенных масс динамических моделей
В герцах

Вид динамической модели	Номер резонансной частоты			
	1	2	3	4
5-массовая:				
с эластичной установкой корпуса	$6,045 \cdot 10^3$	$5,588 \cdot 10^2$	$8,009 \cdot 10^1$	$1,544 \cdot 10^1$
с жёстким креплением корпуса	$6,799 \cdot 10^3$	$1,713 \cdot 10^3$	$5,378 \cdot 10^2$	$5,690 \cdot 10^1$
3-массовая	$6,603 \cdot 10^3$	$1,087 \cdot 10^2$	—	—

Предлагаемая методика моделирования динамических характеристик планетарной передачи позволяет получить адекватное описание её физических свойств и обеспечить высокую точность определения показателей качества переходных характеристик и

процесса разгона объекта исследования. На её основе можно осуществлять оптимизацию параметров и характеристик планетарной передачи и всей механической системы в целом, в составе которой использована данная передача.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин / О. А. Ряховский [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. — 380 с.
2. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А. И. Гришкевич [и др.] ; под ред. д-ра техн. наук, проф. А. И. Гришкевича. — М. : Машиностроение, 1984. — 272 с.
3. **Тарасик, В. П.** Определение параметров жёсткости зубчатых передач автомобилей и тракторов / В. П. Тарасик // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 11. — С. 23–29.
4. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. — Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. — 592 с.

Статья сдана в редакцию 29 сентября 2016 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.

УДК 621.97

*Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров***РЕСУРС РАБОТЫ ЛЕЗВИЙНОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ**

UDC 621.97

*D. G. Shaturov, G. F. Shaturov***SERVICE LIFE OF BLADE TOOLS DURING MACHINING****Аннотация**

Предложена методика расчета и получена зависимость для определения ресурса работы лезвийного инструмента – призматического резца, учитывающая режимы обработки и характер изменения стойкости от скорости резания. Показано влияние глубины, подачи и скорости резания на величину максимальной стойкости инструмента и интенсивность его изнашивания.

Ключевые слова:

резец, интенсивность изнашивания, стойкость, обработка, скорость резания, ресурс работы инструмента.

Abstract

The paper offers the method of calculation and gives the dependence for determining service life of a blade tool – a prismatic tool, which takes into account modes of machining and the cutting speed. It shows the impact of cutting depth, feed and cutting rate on the value of maximum tool life and the intensity of its wear.

Key words:

cutter, wear intensity, longevity, machining, cutting speed, tool service life.

Ресурс работы инструмента при выбранных режимах резания зависит главным образом от его стойкости. Период стойкости инструмента при токарной обработке определяется преимущественно по износу его задней поверхности, который не должен превышать величины оптимального износа. Текущий износ задней поверхности резца h_3 , мкм, может быть определен по следующей зависимости [1, 2]:

$$h_3 = \frac{\delta_0}{T_0^{n_0}} \tau^{n_0}, \quad (1)$$

где δ_0 – оптимальная величина износа задней поверхности резца, мкм; τ – время резания, мин; T_0 – период стойкости инструмента, мин; n_0 – пока-

затель степени интенсивности изнашивания задней поверхности резца,

$$n_0 = \left[\frac{T_0 V u_0}{1000 \delta_0 K_p} \right]^{1,67}; \quad (2)$$

K_p – коэффициент перевода линейного износа задней поверхности в размерный,

$$K_p = \frac{\sin \varphi + \sin \varphi_1}{\sin (\varphi + \varphi_1)} \operatorname{tg} \alpha_s; \quad (3)$$

V – скорость резания, м/мин; φ, φ_1 – главный и вспомогательный углы в плане резца, град; α_s – угол заточки задней поверхности резца, град; u_0 – величина относительного размерно-

го износа лезвия резца ($u_0 = 5 \dots 7$ мкм/км при обработке стали резцом Т15К6) [3].

Износ задней поверхности резца (далее – износ лезвия) происходит с текущей скоростью изнашивания $V_{из}$, мкм/мин, задней поверхности резца

$$V_{из} = \frac{\delta_0}{T_0^{n_0}} n_0 \tau^{n_0-1} \quad (4)$$

и средними скоростями изнашивания за каждый период работы инструмента [4, 8]

$$V_{1из} = \frac{\delta_0}{T_0} \frac{1}{n_0}; \quad (5)$$

$$V_{2из} = \frac{\delta_0}{T_0} n_0^{0,6}; \quad (6)$$

$$V_{0из} = \frac{\delta_0}{T_0}; \quad (7)$$

где $V_{1из}, V_{2из}, V_{0из}$ – средние скорости изнашивания лезвия за периоды приработки, установившегося износа и стойкости инструмента соответственно, мкм/мин.

В соответствии с зависимостями (5) и (6) при $n_0 < 1,0$ средняя скорость изнашивания $V_{1из}$ за период приработки больше средней скорости изнашивания $V_{2из}$ за период установившегося износа, т. е. $V_{1из} > V_{2из}$ [4].

При $n_0 > 1,0$, наоборот, $V_{1из} < V_{2из}$, при $n_0 = 1,0$ $V_{1из} = V_{2из} = V_{0из}$ [8].

Отметим, что при $n_0 \geq 1,0$ отсутствует период приработки. Сразу начинается период установившегося износа лезвия со скоростью изнашивания $V_{1из}$. По окончании этого периода начинается период ускоренного износа лезвия со скоростью изнашивания $V_{2из}$.

Тогда средняя арифметическая скорость изнашивания за период стойкости

инструмента [4]

$$V_{из}^{cp} = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) = \frac{1}{2} \frac{\delta_0}{T_0} \left(\frac{1}{n_0} + n_0^{0,6} \right). \quad (8)$$

Кривая зависимости средней арифметической скорости изнашивания $V_{из}^{cp}$ от показателя степени n_0 имеет экстремум. Для определения n_0 в экстремальной точке берем производную $V_{из}^{cp} / dn_0$ и полученную функцию приравняем к нулю:

$$\frac{1}{2} \frac{\delta_0}{T_0} (-n_0^{-2} + 0,6 n_0^{-0,4}) = 0,$$

откуда получаем оптимальное значение степени $n_0^{opt} = 1,376$, при котором имеет место минимальная средняя скорость изнашивания лезвия резца.

Очевидно, что стойкость инструмента значительно повысится при равенстве скоростей изнашивания за период приработки и период установившегося износа. Это имеет место в точке B перегиба кривой $T_0 = f(V)$, когда $n_0 = 1,0$. Затем период приработки и период установившегося износа лезвия меняются местами [8].

Из зависимости (2) при равенстве скоростей $V_{1из}$ и $V_{2из}$ для случая $n_0 = 1,0$ получим

$$T_n = \frac{1000 \delta_0 K_p}{V_n u_0}, \quad (9)$$

где T_n – период стойкости резца, мин; V_n – скорость резания, соответствующая значению показателя степени $n_0 = 1,0$ в точке B перегиба кривой $T_0 = f(V)$ (рис. 1), м/мин.

С другой стороны, период стойкости T_n определяется из формулы [3]

$$T_n = \left(\frac{C}{V_n} \right)^5, \quad (10)$$

при этом

$$C = \frac{C_V K_V}{t^x S^y}, \quad (11)$$

где S – подача, мм/об; t – глубина резания, мм; C_V, K_V, x, y – коэффициенты и показатели степени, определяемые из [3].

С помощью выражений (9) и (10), из равенства периодов стойкости в точ-

ке B перегиба кривой $T_0 = f(V)$ определяется скорость резания:

$$V_n = C^{1,25} \left(\frac{u_0}{1000 \delta_0 K_p} \right)^{0,25}. \quad (12)$$

Зависимость $T_0 = f(V)$ периода стойкости от скорости резания представляет собой плавную кривую, имеющую как минимум две точки перегиба $B(V_n, T_n)$ и $B_1(V_{n1}, T_n)$ (см. рис. 1) [5].

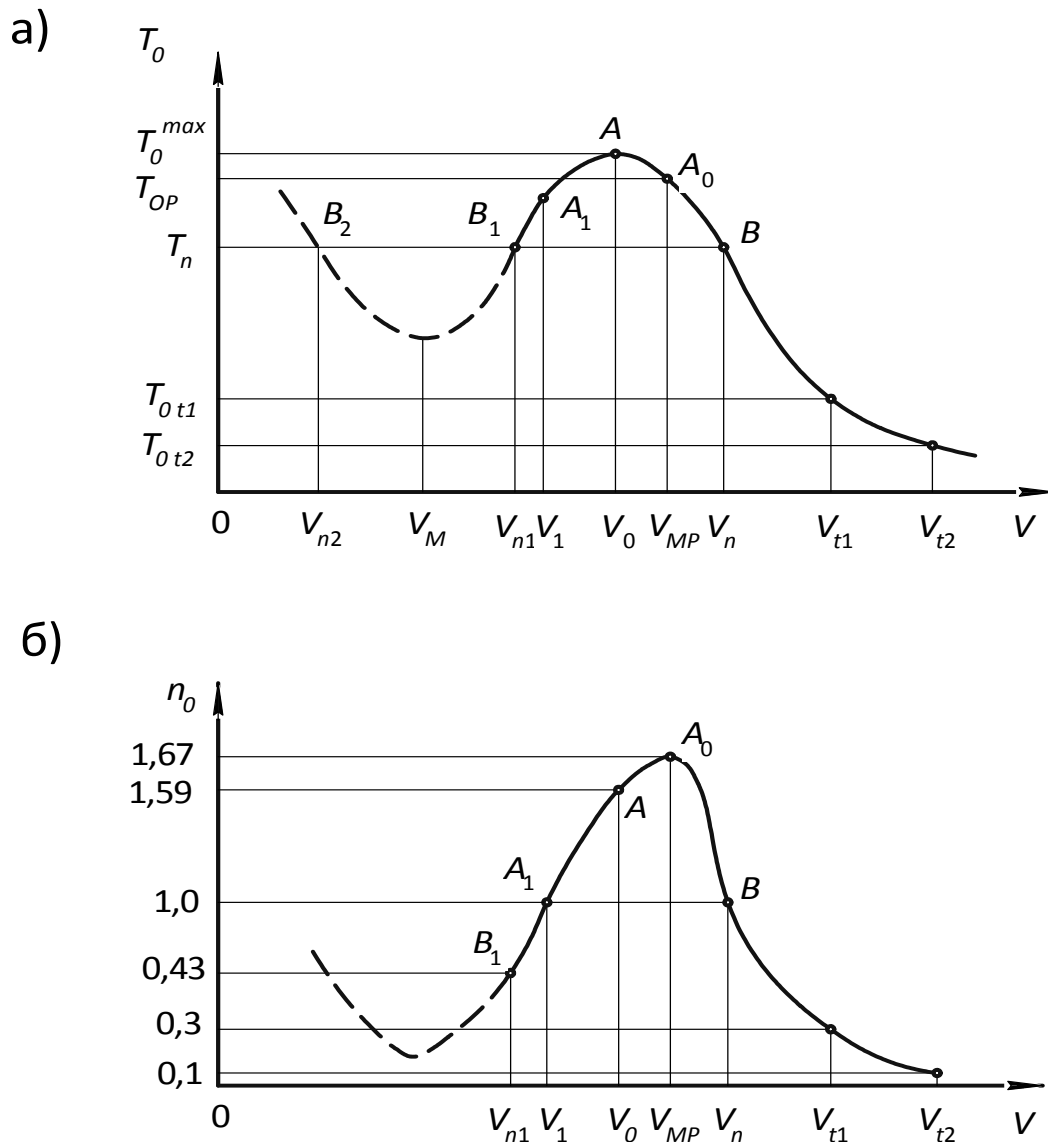


Рис. 1. Изменение периода стойкости T_0 резца (а) и показателя степени n_0 (б) от скорости резания V

Период стойкости T_0 для правой части кривой, лежащей правее точки B , при $V \geq V_n$ определяется из следующих равнозначных зависимостей [2, 3]:

$$T_0 = \left(\frac{C}{V} \right)^5; \quad (13)$$

$$T_0 = T_n \left(\frac{V_n}{V} \right)^5. \quad (14)$$

Период стойкости для части кривой, расположенной левее точки $B(V_n, T_n)$, при $V_{n1} \leq V \leq V_n$ определяется из зависимости

$$T_0 = \frac{T_n \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left(\frac{V}{V_n} - 4 \right)^2}}. \quad (15)$$

Адекватность зависимостей (14) и (15) доказана в [10].

Значение скорости V_0 , соответствующей максимальному периоду стойкости резца $T_0^{\max}$, можно определить, если взять производную dT_0/dV от выражения (15) и полученную функцию приравнять к нулю. Тогда

$$V_0 = \frac{4}{5} V_n = 0,8 V_n, \quad (16)$$

где V_0 – скорость резания, соответствующая максимальному периоду стойкости, м/мин.

Подставив значение V_0 в (15), имеем (см. рис. 1)

$$T_0^{\max} = T_n \sqrt{e} = 1,65 T_n, \quad (17)$$

где $T_0^{\max}$ – максимальный период стойкости резца, мин.

Учитывая симметричность расположения кривой $T_0 = f(V)$ в пределах изменения скорости резания от V_{n1}

до V_n (см. рис. 1) и скорость V_0 (16), определим скорость резания для второй точки B_1 перегиба кривой:

$$V_{n1} = V_0 - (V_n - V_0) = 2V_0 - V_n = 0,6 V_n. \quad (18)$$

Таким образом, вторая точка перегиба кривой $T_0 = f(V)$ имеет координаты $B_1(V_{n1}, T_n)$ (см. рис. 1).

Разница величин скоростей резания между точками B и A и между A и B_1 составляет $\Delta V = V_n - V_0 = V_0 - V_{n1} = 0,2 V_n$. Предполагая, что изменение периода стойкости от скорости резания [9, с. 30] имеет периодический характер, можно продолжить график зависимости $T_0 = f(V)$. На рис. 1 зависимость показана пунктиром, что согласуется с [6, с. 173]. Тогда $V_m = 0,4 V_n$, а $V_{n2} = 0,2 V_n$.

Под мерой количественной оценки ресурса работы инструмента чаще всего понимается максимальная длина рабочего пути резания (ресурс работы инструмента) L , м, за период его стойкости, подсчитываемая по зависимости [5, с. 152]

$$L = V T_0. \quad (19)$$

Подставив значение T_0 из (15) в (19), получим

$$L = V \frac{T_n \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left(\frac{V}{V_n} - 4 \right)^2}}. \quad (20)$$

Полагая, что зависимость (20) имеет максимум (см. рис. 1), для определения скорости резания, соответствующей этому максимуму, возьмем производную dL/dV и полученную функцию приравняем к нулю:

$$\frac{dL}{dV} = \sqrt{e} T_n e^{-\frac{1}{2} \left(5 \frac{V}{V_n} - 4 \right)^2} \times$$

$$\times \left[1 - V \left(5 \frac{V}{V_n} - 4 \right) \frac{5}{V_n} \right] = 0.$$

Откуда

$$1 - V \left(5 \frac{V}{V_n} - 4 \right) \frac{5}{V_n} = 0$$

или

$$V^2 - \frac{4}{5} V_n V - \frac{1}{25} V_n^2 = 0.$$

Решая, получим

$$V_{mp} = \left(0,4 + \frac{1}{\sqrt{5}} \right) V_n = 0,847 V_n, \quad (21)$$

где V_{mp} – скорость резания, соответствующая максимальному ресурсу работы инструмента, м/мин.

Подставив значение скорости резания V_{mp} из (21) в (15), определим величину периода стойкости:

$$T_{0p} = 1,603 T_n. \quad (22)$$

Период стойкости соответствует максимальному ресурсу работы инструмента

$$L_p = V_{mp} T_{0p} = 1,36 V_n T_n =$$

$$= 1360 \delta_0 K_p / u_0.$$

Из сравнения скоростей V_0 (16) и V_{mp} (21) видно, что скорость V_{mp} , соответствующая максимальному ресурсу работы инструмента T_{0p} (22), больше скорости V_0 , соответствующей максимальному периоду его стойкости $T_0^{\max}$ (17). Однако период стойкости $T_0^{\max}$ больше периода стойкости T_{0p} . Разница скоростей $(V_{mp} - V_0)$ и периодов стойкости $(T_0^{\max} - T_{0p})$ почти одинаковая и составляет 4,7 % от соответствующих величин V_n и T_n (табл. 1). Максимум T_{0p} от скорости резания смещен вправо относительно максимума $T_0^{\max}$, а $T_{0p} < T_0^{\max}$. Однако ресурс работы резца при $V = V_{mp}$ больше ресурса работы резца при $V = V_0$ (см. табл. 1).

Табл. 1. Изменение ресурса работы инструмента L / L_n и показателя степени n_0 интенсивности изнашивания лезвия от скорости резания

V , м/мин	V_{n1}	V_1	V_0	V_{mp}	V_n	V_{i1}	V_{i2}	V_m	V_{n2}
$\frac{V}{V_n}$	0,6	0,7	0,8	0,847	1,0	1,2	1,4	0,4	0,2
$\frac{T_0}{T_n}$	1,0	1,455	1,65	1,603	1,0	0,4	0,186	0,35	1,0
$\frac{L}{L_n} = \frac{V T_0}{V_n T_n}$	0,6	1,02	1,32	1,358	1,0	0,48	0,26	0,14	0,2
n_0	0,43	1,0	1,59	1,67	1,0	0,294	0,106	0,174	0,068

Подставив значение скорости резания и соответствующее ей значение стойкости в выражение (2), получим величину показателя n_0 интенсивности изнашивания

лезвия (см. табл. 1). Изменение показателя степени n_0 , зависящее от скорости резания, идентично изменению ресурса работы инструмента (см. рис. 1, б).

Согласно табл. 1, максимальный ресурс работы лезвийного инструмента при скорости резания V_{mp} (21), превышает на 2,9 % ресурс работы инструмента, соответствующий скорости резания $V = V_0$.

При увеличении скорости резания от V_{n1} до V_n показатель степени n_0 увеличивается от $n_0 = 0,43$ в точке B_1 кривой $T_0 = f(V)$ до $n_0 = 1,67$ (до максимального значения) в точке A_0 (см. рис. 1, б), а затем уменьшается до $n_0 < 1,0$, выравниваясь до единицы при скоростях резания $V = V_1$ и $V = V_n$. Величина скорости V_1 находится между скоростями V_{n1} и V_0 и ориентировочно равна среднему арифметическому значению этих скоростей:

$$V_1 = \frac{1}{2}(V_{n1} + V_0) = \frac{1}{2}(0,6V_n + 0,8V_n) = 0,7V_n. \quad (23)$$

Точное решение для скорости V_1 можно получить из (2) при условии $n_0 = 1,0$.

Тогда из (2) и (9) имеем

$$VT_0 = \frac{1000\delta_0 K_p}{u_0} = T_n V_n. \quad (24)$$

С учетом (15) и (19) можно записать

$$V \frac{T_n \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2}\left(\frac{5V}{V_n}-4\right)^2}} = T_n V_n$$

или

$$\frac{V}{V_n} \sqrt{e} = e^{\frac{1}{2}\left(\frac{5V}{V_n}-4\right)^2}. \quad (25)$$

Разложив правую часть выражения (25) в ряд и приняв во внимание

только два члена разложения, имеем

$$V^2 - \frac{2}{25}V_n(20 + \sqrt{e})V + \frac{18}{25}V_n^2 = 0. \quad (26)$$

Решив уравнение (26), найдем значение скорости: $V_1 = 0,693V_n \approx 0,7V_n$.

Подставив значение скорости V_1 в выражение (15), получим

$$T_{01} = 1,455T_n. \quad (27)$$

Согласно зависимости (2), при $n_0 = 1,0$ для точек B и A_1 (см. рис. 1) имеем $T_n V_n = T_{01} V_1$. Влияние глубины резания t и подачи S на стойкость и ресурс работы инструмента связано с величиной параметра C (11), который при изменении глубины резания, например, от 0,2 до 3 мм, уменьшается на 33 %, а с увеличением подачи, например, от 0,2 до 1 мм/об, уменьшается на 41 % (табл. 2).

Это приводит при изменении глубины резания в указанных пределах к уменьшению величины скорости резания V_n от 257 до 154 м/мин, т. е. на 40 %, и к увеличению периода стойкости T_n от 52 до 88 мин, т. е. в 1,7 раза (рис. 2). При изменении подачи в указанных пределах это приводит к уменьшению скорости резания V_n от 275 до 141 м/мин, т. е. на 49 %, и к увеличению периода стойкости T_n от 49 до 96 мин, т. е. примерно в 2 раза (см. рис. 2).

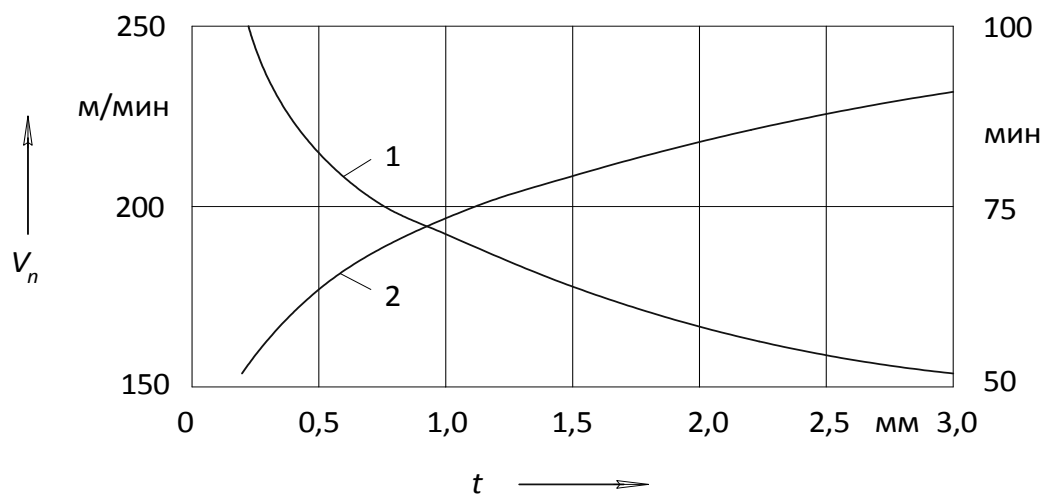
Скорость резания V_0 (16) и период стойкости $T_0^{\max}$ (17), связанные со значением скорости V_n и периодом стойкости T_n , от глубины резания t и подачи S изменяются аналогично скорости V_n и периоду T_n (рис. 3). Так, при увеличении глубины резания t от 0,2 мм до 3 м расчетная величина скорости резания V_0 уменьшается от 205 до 123 м/мин, т. е. на 40 %.

Табл. 2. Значение параметра C для соответствующих режимов обработки [3]

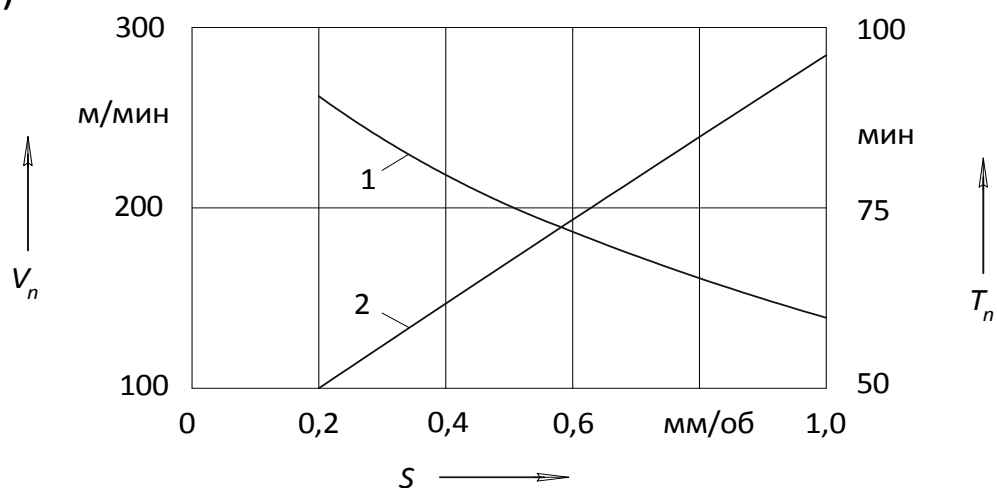
Подача S , мм/об	Глубина резания t , мм								
	0,2	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
0,2	738	694	643	600	579	545	522	505	491
0,3	680	640	593	553	534	503	482	466	453
0,5	568	534	495	461	446	420	402	389	378
0,8	479	450	417	389	376	354	338	328	319
1,0	433	407	377	352	340	320	306	296	288

Примечание – $C_v = 420; 350; 340$; $y = 0,2; 0,35; 0,45$; $x = 0,15$; $K_v = 1,0$

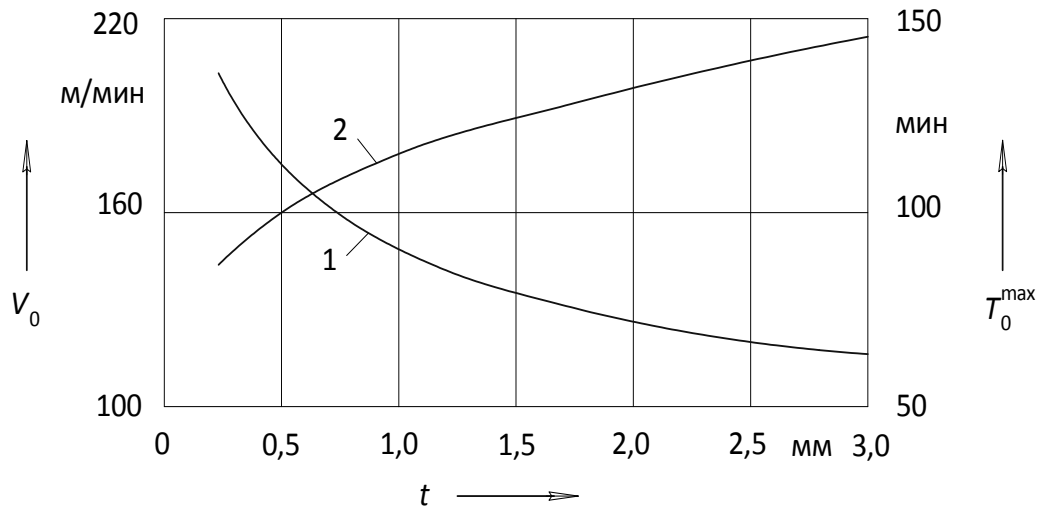
а)



б)

Рис. 2. Изменение скорости V_n (1) и периода стойкости T_n (2) от глубины резания t (а) и подачи S (б): а – $S = 0,5$ мм; б – $t = 0,8$ мм

а)



б)

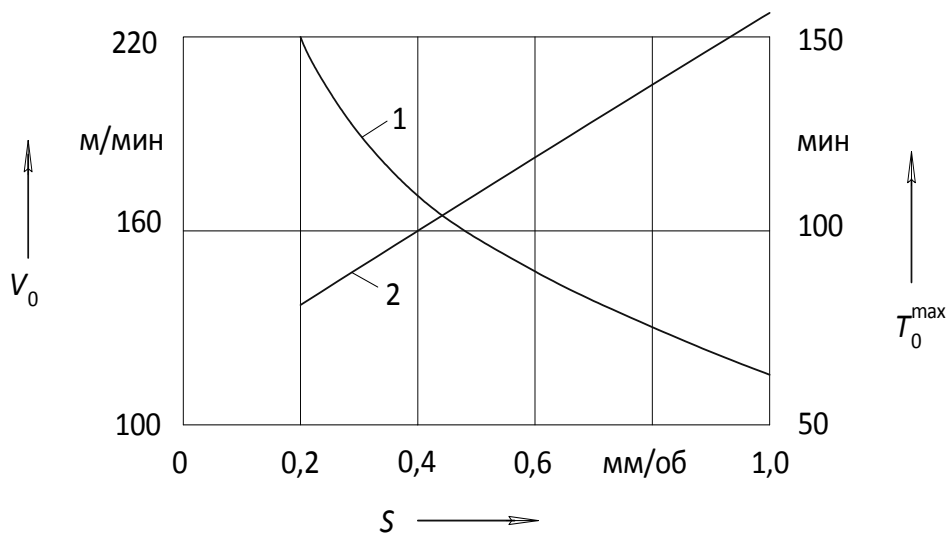


Рис. 3. Изменение скорости V_0 (1) и периода стойкости $T_0^{\max}$ (2) от глубины резания t (а) и подачи S (б): а – $S = 0,5$ мм; б – $t = 0,8$ мм

Период стойкости $T_0^{\max}$ при этом увеличивается от 87 до 145 мин, т. е. в 1,67 раза. При увеличении подачи S от 0,2 до 1,0 мм/об скорость резания V_0 уменьшается от 220 до 113 м/мин, т. е. на 49 %. При этом период стойкости $T_0^{\max}$ увеличивается от 81 до 158 мин, т. е. в 1,95 раз (см. рис. 3). Это связано с уменьшением скорости резания и удельного расхода энергии на снятие

срезаемого слоя большей площади сечения [7, с. 50].

Таким образом, величину глубины резания и величину подачи необходимо назначать максимально возможными, чтобы уменьшить скорость резания V_n в точке B перегиба кривой $T_0 = f(V)$ и тем самым увеличить период стойкости T_n и, соответственно, ресурс работы инструмента. Скорость

резания должна назначаться равной скорости резания $V_{\text{нр}}$, соответствующей максимальному ресурсу работы ин-

струмента, что обеспечит большую производительность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шатуров, Г. Ф.** Исследование процесса изнашивания токарного инструмента / Г. Ф. Шатуров, В. А. Лукашенко, Д. Г. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 3. – С. 113–118.
2. **Шатуров, Г. Ф.** Исследование закономерностей изнашивания токарных резцов / Г. Ф. Шатуров, Д. Г. Шатуров // Науч. тр. Могилевского филиала БИП. – 2006. – Вып. 1. – С. 121–126.
3. Справочник технолога-машиностроителя / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1985. – Т. 1–2.
4. **Шатуров, Д. Г.** Оценка стойкости лезвийного инструмента / Д. Г. Шатуров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 24–25 апр. 2014 г. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2014. – С. 55.
5. **Грановский, Г. И.** Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Выш. шк., 1990. – 512 с.
6. **Кожевников, Д. В.** Резание материалов: учебник для вузов / Д. В. Кожевников, С. В. Кирсанов ; под общ. ред. С. В. Кирсанова. – 2-е изд., доп. – М. : Машиностроение, 2012. – 304 с.
7. **Подураев, В. Н.** Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания / В. Н. Подураев. – М. : Машиностроение, 1977. – 304 с.
8. **Шатуров, Д. Г.** Обеспечение геометрических характеристик поверхностей валов на основе прогнозирования износа резцов и жесткости технологической системы : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Д. Г. Шатуров. – Могилев, 2015. – 32 с.
9. **Аваков, А. А.** Физические основы теории стойкости режущих инструментов / А. А. Аваков. – М. : Машгиз, 1960. – 308 с.
10. **Шатуров, Д. Г.** Технологические возможности управления режущей способностью лезвийного инструмента / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2. – С. 112–119.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2016 года

Денис Геннадьевич Шатуров, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-67-98.
Геннадий Филиппович Шатуров, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-67-98.

Denis Gennadyevich Shaturov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-67-98.
Gennady Filippovich Shaturov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-67-98.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.365:66

Т. С. Ларькина, Г. С. Леневский

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ДАТЧИКОВ ДЛЯ УСТАНОВОК ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРОДУКТОВ ПИТАНИЯ

UDC 621.365:66

T. S. Larkina, G. S. Lenevsky

ON SELECTION OF SENSORS FOR THE INSTALLATIONS USED IN THERMAL PROCESSING OF FOOD PRODUCTS

Аннотация

Одним из основных способов термической обработки продуктов питания является индукционный нагрев. Преимущество способа – быстрое обеспечение необходимого температурного режима, возможность локального нагрева. Произведен анализ технологического процесса нагрева и подобраны варианты технических решений для адекватности функционирования установки термической обработки продуктов питания. Предложена блок-схема установки.

Ключевые слова:

индукционный нагрев, установка для термической обработки продуктов питания, датчики.

Abstract

Induction heating is one of the main techniques of thermal processing of food products. The advantage of this technique is in reaching the target temperature quickly and the possibility of local heating.. The technological process of heating has been analyzed and the options for technical solutions to ensure adequate functioning of the installation for thermal processing of food have been selected. A block diagram of the installation is presented.

Key words:

induction heating, installation for food thermal processing, sensors.

Основными задачами при термической обработке продуктов питания является оптимальное формирование и поддержание основных параметров технологического процесса. Математическое описание процесса термической обработки продуктов питания имеет сложный характер, связанный с распределенностью теплового поля нагрева, что приводит к необходимости решения дифференциальных уравнений, описываемых в частных производных для трехмерной системы с коэффициентами, носящими случайный, а иногда рез-

ко нелинейный характер [1]. Особую сложность при решении задачи формирования оптимального процесса термической обработки продуктов питания вызывает широкий рецептурный ассортимент.

В общем виде процесс термической обработки продуктов питания можно описать в виде дискретного поля нагрева, представленного в виде совокупности k точек [1]. Для каждой из точек можно записать уравнение вида

$$[M_k] = [f_k([T_1 \ T_2 \ \dots \ T_i], [P_1 \ P_2 \ \dots \ P_i], [H_1 \ H_2 \ \dots \ H_i])], \quad (1)$$

где $[T_1 \ T_2 \ \dots \ T_i]$ – вектор температуры во времени; $[P_1 \ P_2 \ \dots \ P_i]$ – вектор давления во времени; $[H_1 \ H_2 \ \dots \ H_i]$ – вектор уровня жидкости во времени; M_k – интегральная характеристика, показывающая степень готовности продукта.

Для обеспечения технологического процесса термической обработки продуктов питания необходимо сформировать во времени такое поле, которое бы отвечало зависимости

$$[M_{ko}] = [f_{ko}([T_{1o} \ T_{2o} \ \dots \ T_{io}], [P_{1o} \ P_{2o} \ \dots \ P_{io}], [H_{1o} \ H_{2o} \ \dots \ H_{io}])], \quad (2)$$

где $[T_{1o} \ T_{2o} \ \dots \ T_{io}]$ – вектор оптимальной температуры во времени; $[P_{1o} \ P_{2o} \ \dots \ P_{io}]$ – вектор оптимального давления во времени; $[H_{1o} \ H_{2o} \ \dots \ H_{io}]$ – вектор оптимального уровня жидкости во времени; M_{ko} – оптимальная интегральная характеристика, показывающая степень готовности продуктов питания.

Наилучшим из возможных критериев оптимальности процесса термической обработки продуктов питания является минимизация среднеквадратичной ошибки между реальной характеристикой дискретного поля M_k и оптимальной характеристикой M_{ko} . Обязательным условием выполнения критерия оптимальности выступает построение системы замкнутого регулирования каждой из координат в уравнении (1).

Одна из наиболее важных задач при построении замкнутых систем управления – это выбор измерительной аппаратуры [2]. Правильный выбор датчиков позволит обеспечить наилучшие технологические, массогабаритные, а также экономические показатели установки термической обработки продук-

тов питания. Для оценки и сравнения выбранных вариантов использован метод экспертных оценок, основные положения которого изложены в [3]. Наибольшая целесообразность применения датчика из выбранного перечня датчиков такого же типа определялась на основании учета нескольких ключевых параметров, отражающих специфику технологического процесса. Для выбора датчиков руководствовались следующими критериями:

- диапазон измеряемой величины;
- тип выходного сигнала;
- исполнение и способ монтажа датчика;
- помехозащищенность сигнала датчика;
- точность измерений;
- характеристики рабочей среды;
- стоимость.

Для каждой характеристики определялся показатель качества q_i в диапазоне от 1 до 5. Для детерминирования важности того или иного показателя введен весовой коэффициент λ_i .

Выбор оптимального варианта производим путем определения максимальной взвешенной суммы, которая может быть найдена следующим образом:

$$S_\lambda = \sum_{i=1}^n q_i \lambda_i. \quad (3)$$

Результаты оценки принципиальных решений сводятся в таблицу и графически могут быть представлены на оценочной диаграмме.

Поверхностные и объемные способы тепловой обработки пищевой продукции, наряду с достоинствами, имеют и недостатки, поэтому целесообразно использовать их в производстве общественного питания совместно [4].

Характерной особенностью формирования общей конструкции установки термической обработки продуктов питания является возможность организации различных вариантов постро-

ения индукционных плит. Существующие варианты с различным количеством индукционных плит [5] позволяют образовывать поле нагрева почти любой формы и вида [6].

Для контроля температуры нагреваемых объектов использован датчик температуры. Так как применяемому методу индукционного нагрева сопутствует неравномерность распределения энергии нагрева, то в данной системе необходимо измерение температуры в нескольких точках. Количество датчи-

ков температуры определено исходя из условия достаточности [3] данных для восстановления температурного поля. На начальных этапах проекта выбрано использование тестовой системы в качестве эталонной, т. е. аналог установки термической обработки продуктов питания. В сводной табл. 1 представлены основные показатели применения аналога по сравнению с тестовым экземпляром установки в рамках рассматриваемого вопроса.

Табл. 1. Сводная таблица показателей применения аналога по сравнению с тестовым экземпляром установки

Показатель	Эталонная система	
	Тестовая	Аналог
Трудозатраты	Очень большая	Незначительная
Мощность тестового оборудования	Высокая	Не требуется
Сложность расчета	Незначительная	Незначительная
Точность расчета	Небольшая	Средняя
Необходимость в реальных пользователях	Нет	Да

В качестве аналога выбрана индукционная мультиварка с одним датчиком температуры.

В промышленности используются различные типы датчиков температуры: термометры сопротивления, термопары, термисторы, жидкостные стеклянные термометры, биметаллические термометры, манометрические термометры, радиационные термометры (пирометры, тепловизоры), волоконно-оптические датчики температуры, кварцевые датчики температуры, интегральные датчики температуры.

Для дальнейшего рассмотрения предварительно отобраны температурные датчики: термисторы NTCAFLEX01103HHC и NTCALUG01A103G, цифровые датчики AD595 и ADT6503.

Результаты анализа принципиальных решений сведены в табл. 2 и гра-

фически представлены на оценочной диаграмме (рис. 1). При анализе использованы технические характеристики, изложенные в техническом описании датчиков.

Согласно проведенному анализу, наилучшие значения взвешенной суммы, а значит, и в наибольшей степени соответствие требованиям к технологическому процессу обеспечивает термистор NTCAFLEX01103HHC [7] (рис. 2).

Кроме этого, при построении систем управления температурным полем могут применяться дополнительные измерительные системы. Например, для индукционного нагрева могут использоваться дополнительные контуры тока силовой цепи для каждого из нагревателей, что позволит строить замкнутые системы большей точности и с лучшими показателями качества.

Табл. 2. Сравнительный анализ вариантов построения САУ с различными датчиками температуры

Вариант технического решения	Показатель качества							
	Диапазон измеряемой величины	Тип выходного сигнала	Исполнение и способ монтажа датчика	Помехозащищенность сигнала с датчика	Точность измерений	Характеристика рабочей среды	Стоимость	Взвешенная сумма
1 Термистор NTCAFLEX01103HHC	5	5	5	4	4	5	4	134
2 Термистор NTALUG01A103G	5	5	4	4	4	4	5	130
3 Цифровой датчик AD595	5	4	3	5	5	3	2	105
4 Цифровой датчик ADT6503	4	4	3	5	5	3	3	105
Весовой коэффициент	5	4	5	3	3	4	5	—

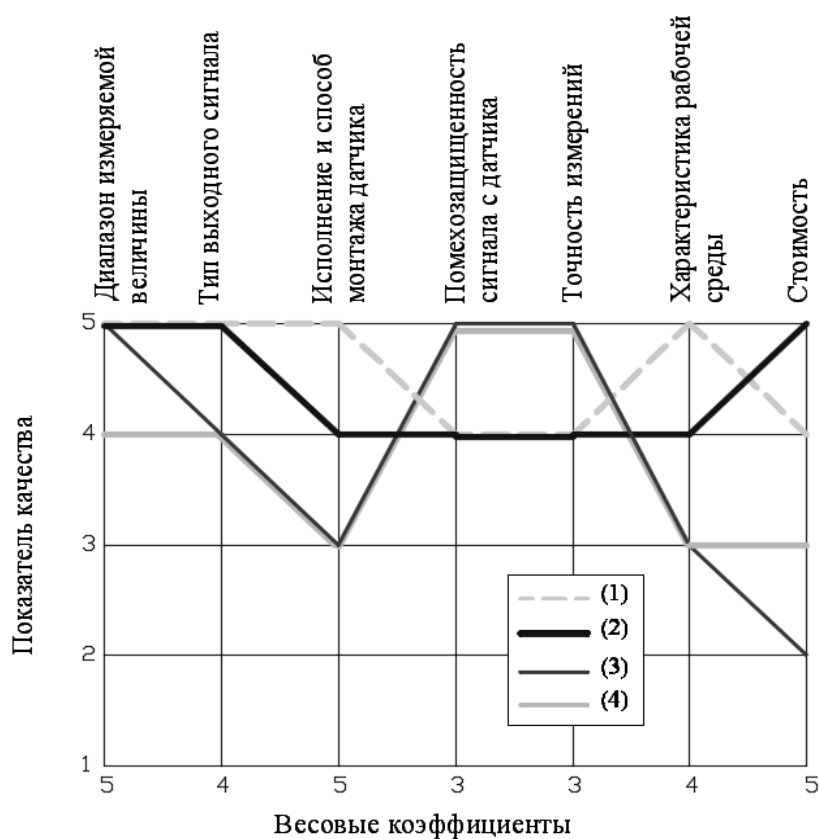


Рис. 1. Оценочная диаграмма датчиков температуры



Рис. 2. Термистор NTCAFLEX01103HHC

Целесообразность применения дополнительных токовых контуров определяется на пересечении экономической и точностной характеристик установок термической обработки продуктов питания. Можно предусмотреть сенсор закипания, преимуществом установки которого является энергосбережение: при достижении 100 град мощность снижается. В данном случае датчики тока и сенсор закипания не рассматривались.

Построение системы регулирования уровня жидкости представляет определенный интерес. В целом нет необходимости в высокой точности поддержания уровня жидкости. Поэтому наиболее целесообразной системой управления будет система, построенная на дискретном управлении клапана. Клапан должен открываться и закрываться при достижении определенного уровня жидкости в емкости.

Наиболее важен вопрос автономности системы подпитки жидкостью. Она может быть как выносной, т. е. подключаться к системе водоснабжения, так и полностью автономной, т. е. иметь емкость с жидкостью, достаточной для подпитки системы в течение всего рабочего цикла. Независимо от автономности системы подпитки жидкостью необходимо обеспечить контроль температуры жидкости, поступающей в рабочую емкость. Для формирования оптимального процесса приготовления она должна быть как можно ближе к значениям температуры поля нагрева в рабочей емкости. Поэтому

дополнительно необходимо применять датчики температуры, контролирующие состояние жидкости, поступающей в рабочую емкость. Кроме этого, необходимо обеспечить предварительный нагрев этой жидкости.

Задача дискретного поддержания уровня жидкости в статике одномерная, поэтому достаточным будет применение только одного датчика уровня. В промышленности используются различные типы датчиков уровня: поплавковые, вибрационные, емкостные, радарные, магнитострикционные, ультразвуковые, датчики гидростатического уровня, кондуктометрические, лазерные и др. Актуальными для рассматриваемой системы будут поплавковые, датчики гидростатического уровня, лазерные и емкостные.

Предварительно были отбраны гидростатические датчики уровня врезного и погружного характера: интеллектуальный погружной зонд из нержавеющей стали для измерения уровня LMP 308i, врезной датчик уровня LMK 331, врезной датчик из нержавеющей стали для измерения уровня жидкости LMP 331.

Для оценки и сравнения выбранных вариантов датчиков давления применен метод экспертных оценок.

Результаты анализа принципиальных решений сведены в табл. 3 и графически представлены на оценочной диаграмме (рис. 3). При анализе использованы материалы, изложенные в техническом описании датчиков.

Табл. 3. Сравнительный анализ вариантов построения САУ с различными датчиками уровня

Вариант технического решения	Показатель качества							
	Диапазон измеряемой величины	Тип выходного сигнала	Исполнение и способ монтажа датчика	Помехозащищенность сигнала с датчика	Точность измерений	Характеристика рабочей среды	Стоимость	Взвешенная сумма
1 Погружной зонд LMP 308i	3	5	5	4	5	3	4	132
2 Датчик уровня LMK 331	5	5	4	4	5	5	4	141
3 Датчик уровня LMP 331	5	5	4	4	5	5	4	140
Весовой коэффициент	4	4	5	4	4	5	5	—

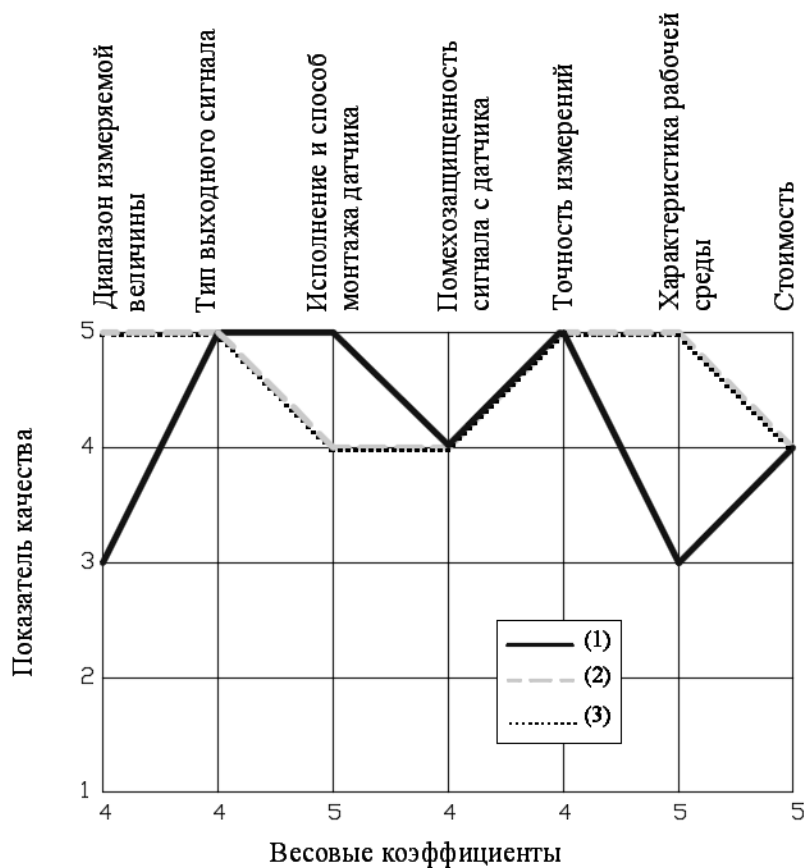


Рис. 3. Оценочная диаграмма датчиков уровня

По результатам сравнения видно, что максимальный суммарный балл

имеет датчик уровня жидкости типа LMK 331 [7] (рис. 4).



Рис. 4. Датчик уровня LMK 331

Таким образом, согласно проведенному анализу, наилучшим образом удовлетворит требования к технологическому процессу врезной датчик уровня из нержавеющей стали для измерения уровня жидкости LMK 331.

Кроме этого, необходимы допол-

нительные датчики, контролирующие ход выполнения процесса, а именно концевые выключатели для клапанов. Эти выключатели проверяют дискретное состояние клапанов: либо полностью открыт (единичное логическое значение), либо полностью закрыт (ну-

левое логическое значение). Для большей надежности может применяться двухклапанная система.

Построение системы управления давлением внутри рабочей емкости также носит дискретный характер. Необходимость управления давлением в основном связана с испарением жидкости и, соответственно, с увеличением концентрации водяного пара в емкости. Основная задача системы замкнутого регулирования давления – исключение возможного максимального значения давления в рабочей емкости. Наиболее целесообразной системой управления будет система, построенная на дискретном управлении клапаном. Клапан должен открываться и закрываться при достижении определенного уровня давления в емкости.

В промышленности используются следующие типы датчиков давления: датчик избыточного давления, датчик перепада давления, датчик абсолютного давления, датчик гидростатического давления, датчик разряжения. В работе рассмотрены датчики абсолютного, избыточного и гидростатического давления. По принципу преобразования давления в электрический сигнал датчики давления реализуются как пьезорезистивные, емкостные, индуктивные, ре-

зонансные, ионизационные, пьезоэлектрические и др. Приемлемым способом реализации датчика давления выбран пьезорезистивный.

Предварительно были отобраны следующие датчики давления: датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331i, датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331, экономичный датчик избыточного давления с толсто пленочным керамическим сенсором DMP 330H.

Для оценки и сравнения выбранных вариантов датчиков давления применен метод экспертных оценок.

Результаты анализа принципиальных решений сведены в табл. 4 и графически представлены на оценочной диаграмме (рис. 5). При анализе были использованы материалы, изложенные в техническом описании датчиков.

Согласно проведенному анализу, наилучшим образом удовлетворит требования к технологическому процессу высокоточный датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331 [7] (рис. 6).

Табл. 4. Сравнительный анализ вариантов построения САУ с различными датчиками давления

Вариант технического решения	Показатель качества							
	Диапазон измеряемой величины	Тип выходного сигнала	Исполнение и способ монтажа датчика	Помехоустойчивость сигнала с датчика	Точность измерений	Характеристика рабочей среды	Стоимость	Взвешенная сумма
1 Датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331i	4	5	4	4	5	4	4	124
2 Датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331	5	5	4	4	5	5	4	132
3 Экономичный датчик избыточного давления с толсто пленочным керамическим сенсором DMP 330H	4	5	4	4	5	3	5	125
Весовой коэффициент	4	4	5	3	4	4	5	—

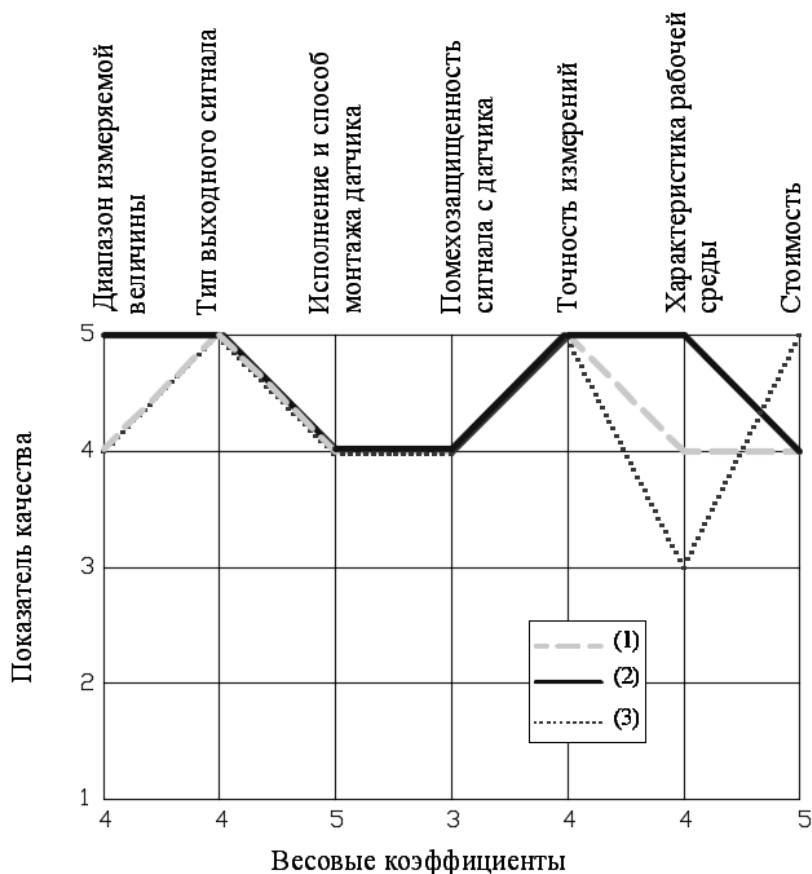


Рис. 5. Оценочная диаграмма датчиков давления



Рис. 6. Высокоточный датчик избыточного и абсолютного давления с пьезорезистивным кремниевым сенсором DMP 331

При решении задачи построения автоматизированной системы интерфейса «рабочая машина – человек» может возникнуть необходимость в применении дополнительных датчиков, таких как датчик присутствия емкости.

В качестве датчика присутствия емкости для рассмотрения выбраны фотоэлектрические датчики перемещения обратного отражения: BOS18M-PS-1RB-E5-C-S4, BOS26K-PA-1LQB-S-4-C, BOS18M-PA-1QB-E5-C.

Для оценки и сравнения выбран-

ных вариантов датчиков присутствия применен метод экспертных оценок.

Результаты анализа принципиальных решений сведены в табл. 5 и графически представлены на оценочной диаграмме (рис. 7). При анализе были использованы материалы, изложенные в техническом описании датчиков.

Согласно проведенному анализу, наилучшим образом удовлетворит требования к технологическому процессу фотоэлектрический датчик BOS26K-PA-1LQB-S-4-C [7] (рис. 8).

Условно принята блок-схема установки термической обработки продук-

тов питания (рис. 9).

Табл. 5. Сравнительный анализ вариантов построения САУ с различными датчиками присутствия

Вариант технического решения	Показатель качества							
	Диапазон измеряемой величины	Тип выходного сигнала	Исполнение и способ монтажа датчика	Помехозащищенность сигнала с датчика	Точность измерений	Характеристика рабочей среды	Стоимость	Взвешенная сумма
1 Фотоэлектрический датчик BOS18M-PS-1RB-E5-C-S4	4	5	5	4	4	4	4	137
2 Фотоэлектрический датчик BOS26K-PA-1LQB-S-4-C	5	5	5	4	5	4	4	147
3 Фотоэлектрический датчик BOS18M-PA-1QB-E5-C	4	4	5	4	5	4	4	141
Весовой коэффициент	5	4	5	4	5	4	5	—

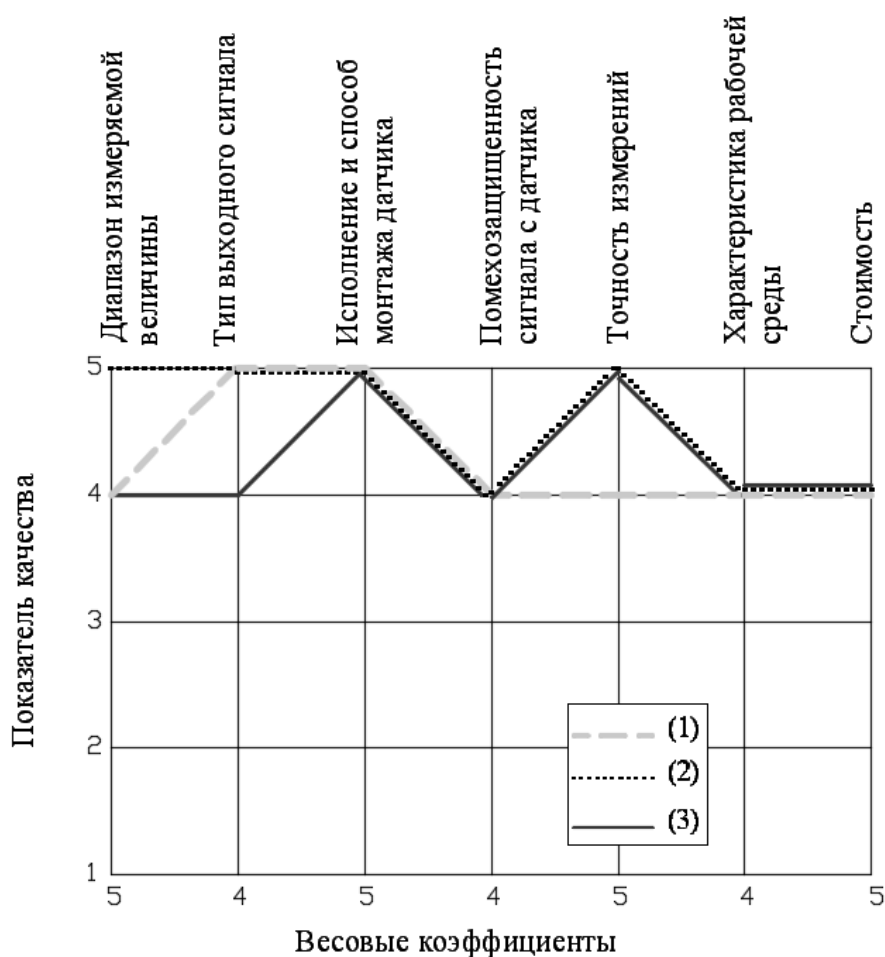


Рис. 7. Оценочная диаграмма датчиков присутствия емкости



Рис. 8. Фотоэлектрический датчик присутствия BOS26K-PA-1LQB-S-4-C

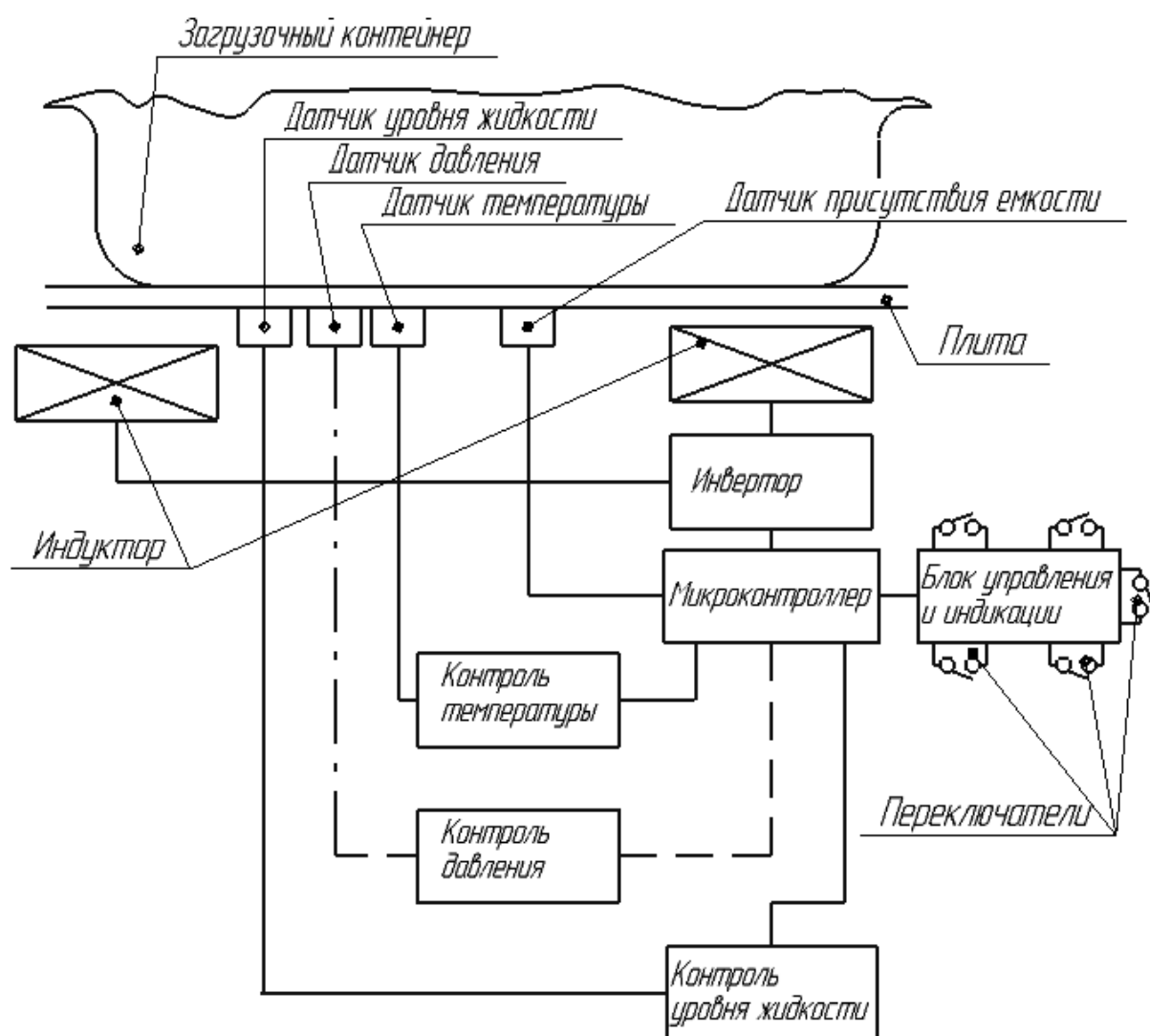


Рис. 9. Условно принятая блок-схема установки термической обработки продуктов питания

На блок-схеме изображен загрузочный контейнер, содержащий воду, расположенный на верхней поверхности

плиты. Нагревательный элемент (индуктор) заключен в корпус, расположенный под нижней поверхностью плиты.

ты. Также имеются датчики присутствия емкости, температуры (термодатчик, контактирующий с нижней поверхностью плиты, или термopapa), уровня жидкости, давления. На блоке управления располагаются выключатели, представляющие собой клавиши включения и выключения нагрева, предназначенные для запуска и останова операции нагревания соответственно, переключатель для выставления таймера, а также индикация.

Выводы

Показан один из возможных вариантов конструктивного исполнения установки термической обработки продуктов питания. Рассмотрен вопрос выбора датчиков в данной системе. Приведены оценочные диаграммы по выбору некоторых датчиков. Представлена условно принятая блок-схема установки термической обработки продуктов питания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с. : ил.
2. **Никаноров, С. П.** Введение в концептуальное проектирование АСУ : анализ и синтез структур / С. П. Никаноров, Н. К. Никитина, А. Г. Теслинов. – М. : Концепт, 2007. – 236 с.
3. **Орлов, А. И.** Теория принятия решений : учеб. пособие / А. И. Орлов. – М. : Март, 2004. – 656 с.
4. **Ларькина, Т. С.** Моделирование индукционного нагрева изотермического контейнера / Т. С. Ларькина // Междунар. науч.-исслед. журн. – 2015. – № 7 (38). – С. 67–69.
5. **Ларькина, Т. С.** К вопросу формирования общей конструкции системы индукционного нагрева / Т. С. Ларькина // Новые горизонты : материалы Междунар. конф.-конкурса, Брянск, 19 марта 2014 г. – Брянск, 2014. – С. 13–14.
6. **Ларькина, Т. С.** Анализ концепций создания мобильных установок для тепловой обработки продуктов питания / Т. С. Ларькина // 50-я студ. науч.-техн. конф. Белорус.-Рос. ун-та, Могилев, 22 мая 2014 г. – Могилев, 2014. – С. 116.
7. Техническое описание электронных компонентов [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.datasheetscatalog.com. – Дата доступа : 22.09.2016.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2016 года

Татьяна Сергеевна Ларькина, ассистент, Белорусско-Российский университет. E-mail: tanushka_zzz@mail.ru.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: emos@rambler.ru.

Tatiana Sergeyevna Larkina, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: tanushka_zzz@mail.ru
Gennady Sergeyevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: emos@rambler.ru.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012.36

С. Д. Семенюк, И. В. Ильиных, Э. А. Кетнер, М. А. Зябкина

ПРОЧНОСТЬ НОРМАЛЬНЫХ И ПРОСТРАНСТВЕННЫХ СЕЧЕНИЙ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПЛИТ ПОКРЫТИЯ УЧАСТКА С ПОРОГОВЫМИ НЕРОВНОСТЯМИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПОЛИГОНА РУПП «БелАЗ»

UDC 624.012.36

S. D. Semeniuk, I. V. Ilyinykh, E. A. Ketner, M. A. Ziabkina

STRENGTH OF NORMAL AND SPATIAL SECTIONS OF REINFORCED CONCRETE PAVING SLABS OF THE ROAD SECTION WITH THRESHOLD UNEVENNESS AT THE OJSC BELAZ TEST SITE

Аннотация

Приведены результаты численных исследований несущей способности железобетонных плит покрытия участка дороги с пороговыми неровностями испытательного полигона РУПП «БелАЗ». Предложена методика расчета железобетонных плит покрытия дороги под карьерные самосвалы грузоподъемностью 500 т на основе проведенных экспериментальных и теоретических исследований. Рассматривается прочность нормальных сечений плит как в продольном, так и в поперечном направлении, а также прочность пространственных сечений.

Ключевые слова:

плита покрытия, железобетон, нормальные и пространственные сечения, полигон, дорога, изгибающий момент, кручение, несущая способность.

Abstract

The paper deals with the results of numerical studies of carrying capacity of reinforced concrete slabs covering the road section with the threshold unevenness at the OJSC BelAZ test site. The proposed method of calculation of reinforced concrete paving slabs of the road to be used by quarry dump trucks with carrying capacity of 500 tonnes is based on performed experimental and theoretical studies, the strength of normal sections of slabs in both longitudinal and transverse direction and the strength of spatial sections being considered.

Key words:

paving slab, reinforced concrete, normal and spatial cross-section, test site, road, bending moment, torsion, load-bearing capacity.

Введение

Третий мировой рынок большегрузных карьерных самосвалов занимает Беларусь. Перед отправкой потребителю (в большей части за границу) карьерные самосвалы, в том числе грузо-

подъемностью 500 т, проходят испытания на полигоне РУПП «БелАЗ». Составным элементом испытательного полигона является участок дороги с пороговыми неровностями, для которого кафедрой «Строительные конструкции,

здания и сооружения» Белорусско-Российского университета разработаны железобетонные плиты [1]. Плиты имеют маркировку ППН-1, ППН-2, ППН-3, ППН-4, где ППН – это плита пороговых неровностей, цифровые индексы 1, 2, 3, 4 – типы плиты, характеризующие поперечное сечение.

В статье детально рассматривается плита железобетонная для дороги с пороковыми неровностями ППН-1 с размерами $1490 \times 5990 \times 510$ мм.

В соответствии с договором между РУПП «БелАЗ» и Белорусско-Российским университетом кафедрой «Строительные конструкции, здания и сооружения» были запроектированы четыре типоразмера железобетонных плит покрытия для участка дороги с пороковыми неровностями. Размеры конструктивного сечения плит пороковых неровностей представлены на рис. 1, фрагмент участка с пороковыми неровностями – на рис. 2.

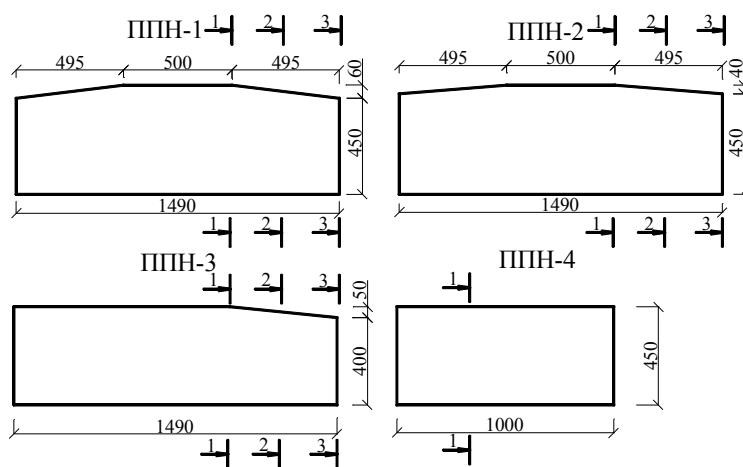


Рис. 1. Размеры конструктивного сечения плит пороговых неровностей

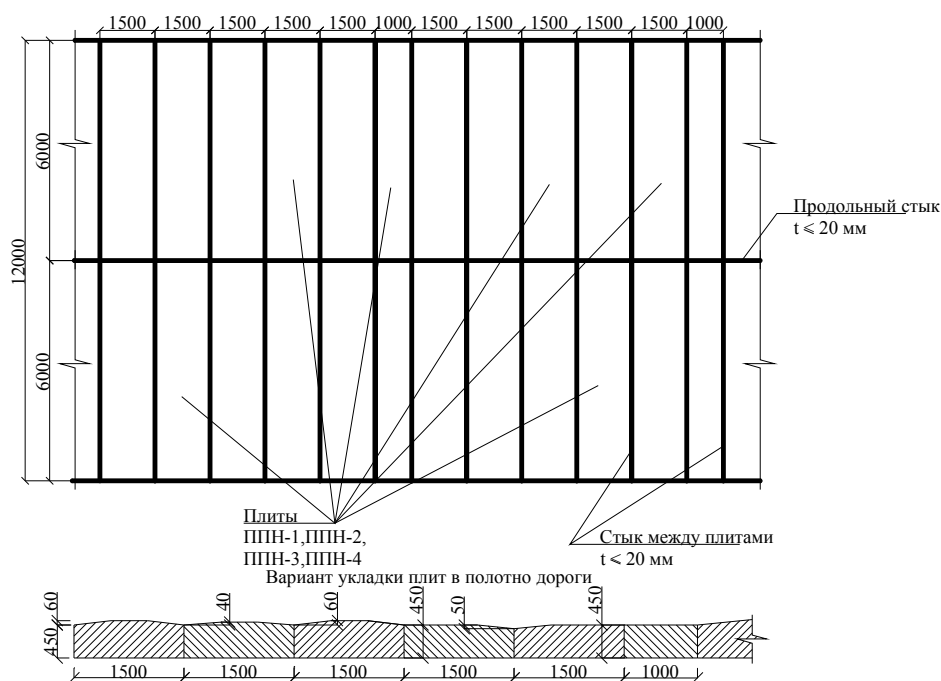


Рис. 2. Фрагмент участка с пороковыми неровностями

Плиты запроектированы в соответствии с [2] под нагрузкой от карьерного самосвала грузоподъемностью 500 т при его торможении с замедлением 4 м/с^2 (нагрузка может достигать 764 т на переднюю ось автомобиля). Длина каждой плиты – 600 см, толщина – 45 см. Класс бетона плит – С 25/30.

Статический расчет плит

Расчет выполняется методом Б. Н. Жемочкина по специально разра-

ботанной программе, в которой при определении коэффициентов канонических уравнений задавались функцией прогибов прямоугольной плиты с защемленной в начале координат нормалью, в виде особого решения и совокупности частных решений Клебша [3]. При этом рассматривались два варианта загрузки: центральное и краевое от карьерных самосвалов грузоподъемностью 500 т (табл. 1). Расчет плит выполнен в соответствии с [4].

Табл. 1. Значения поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов для плит дороги с пороговыми неровностями испытательного полигона РУПП «БелАЗ»

Исследуемый параметр, кН/м	Маркировка			
	ППН-1	ППН-2	ППН-3	ППН-4
Q_x	$\frac{1598,40}{987,10}$	$\frac{1564,40}{985,0}$	$\frac{1581,20}{986,80}$	$\frac{532,30}{-526,90}$
Q_y	$\frac{1013,00}{-733,34}$	$\frac{981,40}{-717,70}$	$\frac{992,60}{-726,90}$	$\frac{13,072}{-12,89}$
M_x	$\frac{341,10}{-69,00}$	$\frac{332,10}{-67,20}$	$\frac{346,40}{-80,70}$	$\frac{41,28}{-41,28}$
M_y	$\frac{1290,00}{-153,30}$	$\frac{1284,90}{-154,20}$	$\frac{1287,00}{-179,10}$	$\frac{630,00}{-188,50}$
M_{xy}	$\frac{49,50}{-49,50}$	$\frac{48,60}{-48,60}$	$\frac{49,10}{-49,10}$	$\frac{54,05}{-54,05}$
Примечание – В числителе – расчетные значения; в знаменателе – значения на 1 п. м				

Конструктивный расчет плит

При действии на железобетонную плиту дорожного покрытия крутящих и изгибающих моментов разрушение происходит по пространственному сечению, образованному спиральной трещиной и замыкающей ее сжатой зоной, расположенной под углом α к горизонтальной оси элемента. Условие прочности в расчетном предельном состоянии выведено из соотношения моментов внешних и внутренних сил относительно оси, проходящей через центр тяжести сжатой зоны. При этом,

учитывая упругопластическую работу бетона, эпюру напряжений в сжатой зоне принимают в виде прямоугольной трапеции [5].

Расчет прочности сечений, нормальных к продольной оси элемента. Проверка прочности нормальных сечений (рис. 3) производится из условия

$$M \leq M_u = 0,5 f_{cd} b x \times \\ \times [(1 + \lambda_c) d - 0,33 x \times \\ \times (1 + \lambda_c + \lambda_c^2)] + \sigma_{sc} A_{sc} (d - c'). \quad (1)$$

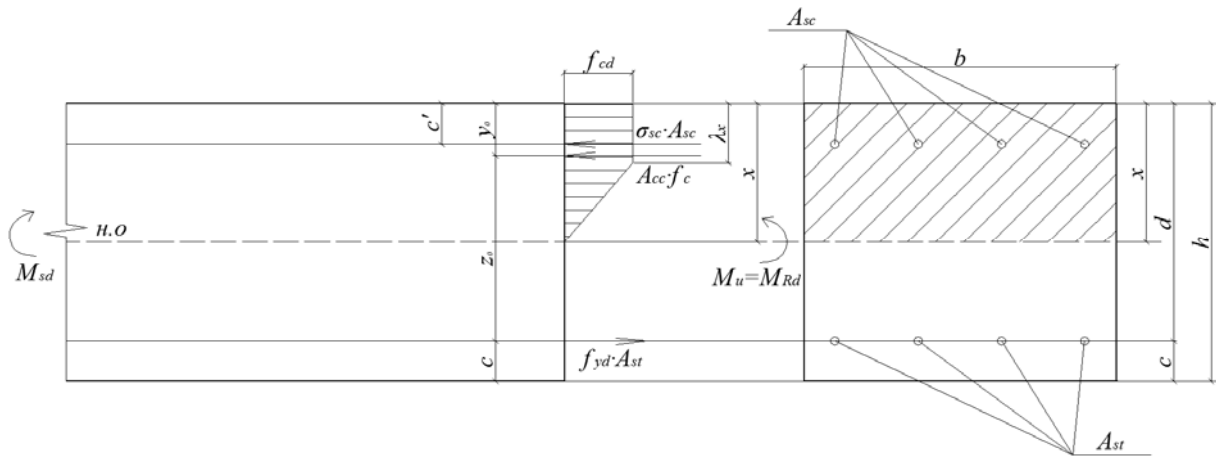


Рис. 3. К расчету прочности нормальных сечений

Высота сжатой зоны x определяется из квадратного уравнения

$$A_1 x^2 + A_2 x + A_3 = 0, \quad (2)$$

где

$$A_1 = 0,5(1 - \lambda_c^2)b; \quad (3)$$

$$A_2 = \alpha_m A_s - (1 - \lambda_c) \frac{f_{yd}}{f_{cd}} A_s; \quad (4)$$

$$A_3 = -\alpha_m A_s c; \quad (5)$$

$$\lambda_c = 1 - \frac{f_{cd}}{\varepsilon_{c,u} E_{cd}}; \quad (6)$$

$$\alpha_m = \frac{E_s}{E_{cd}}. \quad (7)$$

Напряжения в арматурных рядах

$$\sigma_{sc} = \frac{\alpha f_{cd} (x - c')}{(1 - \lambda_c) x}. \quad (8)$$

При этом должно выполняться условие $\sigma_{sc} \leq f_{yd}$, в противном случае проверку прочности производят из условия (1) с учетом замены σ_{sc} на f_{yd} , тогда

$$x = \frac{f_{yd} A_s - f_{sc} A_s}{0,5(1 + \lambda_c) f_{cd} b}. \quad (9)$$

Во всех случаях должно соблюдаться условие

$$\frac{\alpha f_{cd} d}{\alpha f_{cd} + 0,02 E_s (1 - \lambda_c)} \leq x \leq \frac{\alpha f_{cd} d}{\alpha f_{cd} + f_{yd} (1 - \lambda_c)}. \quad (10)$$

При проектировании конструкций численные значения параметров f_{cd} , f_{ck} , f_{yd} и E_{cd} для применяемых бетонов определяют по [6], коэффициент пластичности вычисляют по формуле

$$\lambda_c = 0,93 - 0,014 f_{cd} \quad (11)$$

или по данным натурных испытаний [7].

В равенстве (11) значение f_{cd} выражено в мегапаскалях.

Расчет прочности пространственных сечений. Теоретически доказано и подтверждено экспериментально, что распространение спиральной тре-

щины в железобетонных элементах прямоугольного сечения, подверженных кручению, изгибу с кручением или воздействию поперечной силы и кручения, происходит под углом 45° к продольной оси элемента [8].

Положение сжатой зоны в пространстве определяется параметром C_1 – проекцией отрезка нейтральной оси на продольную ось элемента. По нормали к этому сечению действуют проекции внешних расчетных моментов $M_y \sin \alpha$ и

$T_x \cos \alpha$ (рис. 4).

$$\sin \alpha = \frac{b}{b_T}; \quad \cos \alpha = \frac{C_1}{b_T};$$

$$b_T = \sqrt{b^2 + C_1^2}, \quad (12)$$

где C_1 – проекция отрезка нейтральной оси на продольную ось элемента, $C_1 = (2h + b) \operatorname{ctg} \beta$.

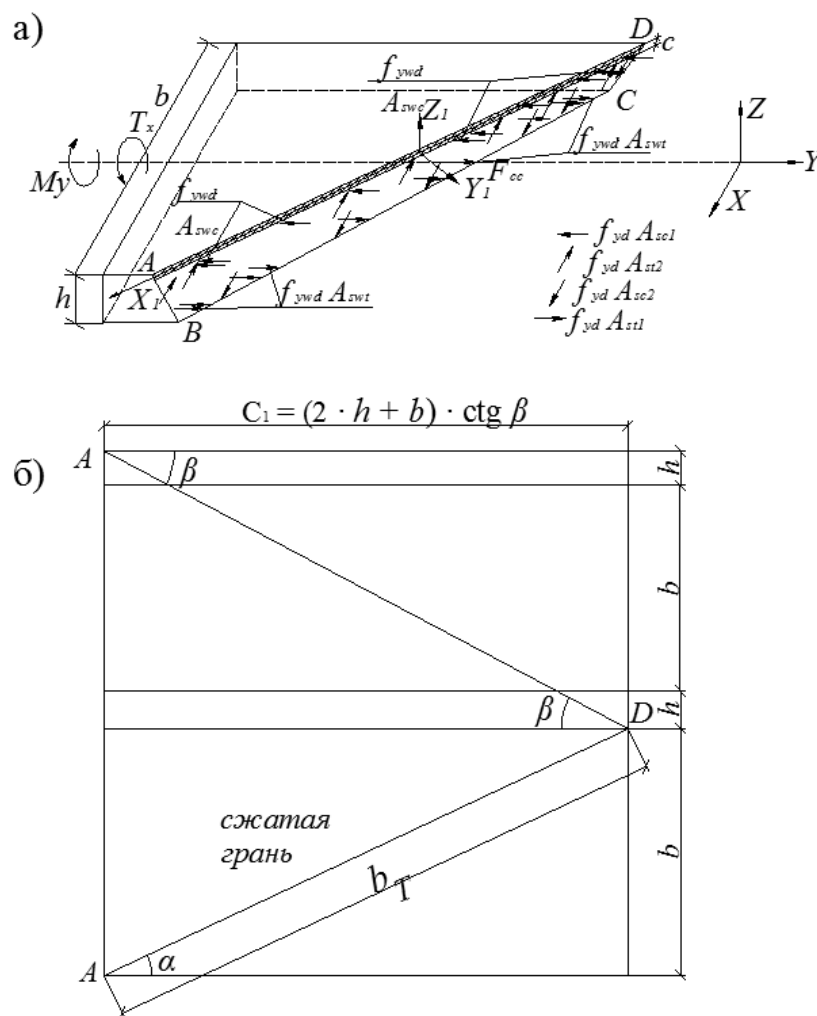


Рис. 4. Расчетная схема пространственного сечения при совместном действии крутящего и изгибающего моментов: а – схема внешних и внутренних усилий; б – развертка граней пространственного сечения

Из условия ограничения деформаций с учетом упругопластических характеристик бетона вычисляют граничную высоту сжатой зоны:

$$\lambda_{\lim} = \frac{\alpha f_{cd} d \sin \alpha}{\alpha f_{cd} + f_{yd} (1 - \lambda_c)}. \quad (13)$$

Так как арматурные стержни расположены не в одном уровне, то приведение их к сосредоточенному армированию дает погрешность. Поэтому расчет производят, полагая, что $|\sigma_{s1}| \geq f_{yd}$; $|\sigma_{s2}| < f_{yd}$; $|\sigma_{s3}| \geq f_{yd}$, тогда получают следующие зависимости при кручении и изгибом:

$$\begin{cases} \sigma_{s1} = -f_{yd} \sin \alpha; \\ \sigma_{s2} = -\frac{\alpha f_{cd}(d_2 - x)}{(1 - \lambda_c) \cdot x} \cos \alpha; \\ \sigma_{s3} = f_{yd} \cos \alpha; \\ \sigma_{s4} = f_{yd} \sin \alpha. \end{cases} \quad (14)$$

Высота сжатой зоны x определяется из уравнения проекций всех сил, действующих в рассматриваемом пространственном сечении на нормаль к плоскости сжатой зоны:

$$\begin{aligned} 0,5(1 + \lambda) f_{cd} b_T x = f_{yd} A_{st1} \sin \alpha + f_{yd} A_{st2} \times \\ \times \cos \alpha - A_{sc1} \frac{\alpha f_{cd}(d_2 - x)}{(1 - \lambda_c) x} \sin \alpha - A_{sc2} f_{yd} \times \\ \times \cos \alpha + f_{ywd} A_{swt} \frac{bctg\beta}{S} \sin \alpha - f_{ywd} A_{swc} \times \\ \times \frac{bctg\beta}{S} \sin \alpha. \end{aligned} \quad (15)$$

Плечо внутренней пары сил для каждого арматурного ряда

$$Z_i = d_i - \frac{x(\lambda_c^2 + \lambda_c + 1)}{3(\lambda_c + 1)}. \quad (16)$$

Условие прочности в расчетном предельном состоянии при симметричном армировании плиты записывают следующим образом:

$$\begin{aligned} M_y \sin \alpha + T_x \cos \alpha \leq \sigma_{s1} A_{sc1} z_{st1} \sin \alpha + \\ + \sigma_{s2} A_{st2} z_{st2} \cos \alpha + \sigma_{sc1} A_{sc1} z_{sc1} \sin \alpha - \\ - \sigma_{sc2} A_{sc2} z_{sc2} \cos \alpha + f_{ywd} A_{sw1} \frac{bctg\alpha}{S} \times \\ \times z_{swt} \sin \alpha + \sigma_{sc1} A_{sc1} z_{sc1} \sin \alpha - \\ - \sigma_{sc2} A_{sc2} z_{sc2} \cos \alpha + f_{ywd} A_{sw1} \frac{bctg\alpha}{S} \times \\ \times z_{swt} \sin \alpha + f_{ywd} A_{swc} \frac{bctg\beta}{S} z_{swc} \sin \alpha, \end{aligned} \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_{s1} = \sigma_{s4} = \frac{\alpha f_{cd}(d_i - x)}{(1 - \lambda_c) x} \sin \alpha; \\ \sigma_{s2} = \sigma_{s3} = \frac{\alpha f_{cd}(d_i - x)}{(1 - \lambda_c) x} \cos \alpha. \end{aligned} \quad (18)$$

Несущая способность плиты по сечению, нормальному к оси Y

Поперечное сечение дорожной плиты представлено на рис. 5.

Монолитный бетон класса С 25/30; арматура 11Ø16 S400 с $A_{s1} = 22,1 \text{ см}^2$ и 11Ø22 S400 с $A_{s2} = 41,81 \text{ см}^2$. Для рабочей арматуры $f_{yd} = 365 \text{ МПа}$; $f_{yk} = 400 \text{ МПа}$; $E_s = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. При этом прочностные и деформативные характеристики бетона $f_{ck} = 25 \text{ МПа}$; $f_{cd} = 16,667 \text{ МПа}$; $f_{ctk}^m = 1,8 \text{ МПа}$; $f_{ctd}^m = 1,2 \text{ МПа}$; $E_{ck}^m = 3,2 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; $E_{cd}^m = 2,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Несущая способность бетонного сечения

$$\begin{aligned} M = f_{ctd} W_{pl} = 1,2 \cdot 102214 \cdot 0,1 = \\ = 12265,7 \text{ кН} \cdot \text{см} = 122,657 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

где

$$\lambda_c = 0,93 - 0,014 \cdot 16,667 = 0,697 \text{ .}$$



$$\lambda_{red} = 1 - \frac{f_{cd}}{\varepsilon_{c,u} E_c} =$$

$$= 1 - \frac{16,667}{0,0035 \cdot 2,4 \cdot 10^4} = 0,802;$$

$$26,581x^2 + 167,114x - 1742,055 = 0;$$

$$x = \frac{-167,114 \pm \sqrt{167,114^2 + 4 \cdot 26,581 \times 1742,055}}{2 \cdot 26,581} = 11,828 \text{ см.}$$

Напряжение в арматурных рядах по высоте сечения вычисляется по формуле

$$\sigma_{sc} = \frac{\alpha f_{cd} (d_i - x)}{(1 - \lambda_c) x};$$

$$\sigma_{sc} = \frac{8,333 \cdot 16,667 \cdot (5 - 11,828)}{(1 - 0,697) \cdot 11,828} =$$

$$= -264,605 \text{ МПа.}$$

Несущая способность сечения определяется как

$$M_u = 0,5 f_{cd} b x [(1 + \lambda_c) \times$$

$$\times d_2 - 0,33x(1 + \lambda_c + \lambda_c^2)] +$$

$$+ \sigma_{sc} A_{sc} (d_2 - c^1). \quad (19)$$

Таким образом, несущая способность плиты по сечению, нормальному к оси Y

$$M_u = 0,5 \cdot 16,667 \cdot 149 \cdot 11,828 \cdot 10^2 \times$$

$$\times [(1 + 0,697) \cdot 44 - 0,33 \cdot 11,828 \times$$

$$\times (1 + 0,697 + 0,697^2)] + 264,605 \times$$

$$\times 10^2 \cdot 22,121 \cdot (44 - 5) =$$

$$= 119977698 \text{ Н} \cdot \text{см} = 1199,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

что на 1 п. м составляет 805,23 кН·м.

Несущая способность плиты по сечению, нормальному к оси X

Рассмотрены сечения 1-1, 2-2, 3-3. Монолитный бетон класса С 25/30; арматура 92Ø16 S400 с $A_s = 185,012 \text{ см}^2$. Для рабочей арматуры $f_{yd} = 365 \text{ МПа}$; $f_{yk} = 400 \text{ МПа}$; $E_s = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Для бетона $f_{ck} = 25 \text{ МПа}$; $f_{cd} = 16,667 \text{ МПа}$; $f_{ctk}^m = 1,8 \text{ МПа}$; $f_{ctd}^m = 1,2 \text{ МПа}$; $E_{ck}^m = 3,2 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; $E_{cd}^m = 2,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Сечение 1-1 представлено на рис. 6.

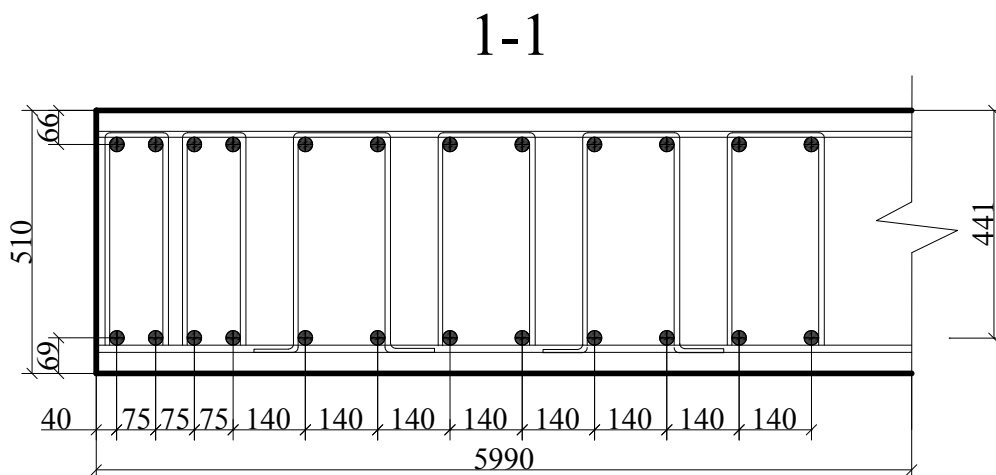


Рис. 6. Сечение 1-1 дорожной плиты ППН-1

Сечение 1–1. Несущая способность бетонного сечения

$$M = f_{ctd} W_{pl} = 1,2 \cdot 445142,6 \cdot 0,1 = 53417,1 \text{ кН} \cdot \text{см} = 534,171 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где

$$W_{pl} = \frac{bh^2}{3,5} = \frac{599,0 \cdot 51^2}{3,5} = 445142,6 \text{ см}^3.$$

Для определения несущей способности армированного сечения используются [7]

$$\lambda_c = 0,697;$$

$$d = d_2 = 51 - 6,9 = 44,1 \text{ см};$$

$$\alpha_m = 8,333.$$

$$x_{\text{lim}} = \frac{8,333 \cdot 16,667 \cdot 44,1}{8,333 \cdot 16,667 + 365 \cdot (1 - 0,697)} = 24,55 \text{ см}.$$

Согласно (2)...(6),

$$A_1 = 0,5 \cdot (1 - 0,802^2) \cdot 599 = 106,86;$$

$$A_2 = 8,333 \cdot 92,506 - (1 - 0,802) \times \frac{365}{16,667} \cdot 92,506 = 369,736;$$

$$A_3 = -8,333 \cdot 92,506 \cdot 6,9 = -5318,882;$$

$$\lambda_{\text{red}} = 1 - \frac{16,667}{0,0035 \cdot 2,4 \cdot 10^4} = 0,802;$$

$$106,86x^2 + 369,736x - 5318,882 = 0;$$

$$x = 8,994 \text{ см}.$$

В соответствии с формулой (8)

$$\sigma_{sc} = \frac{8,333 \cdot 16,667 \cdot (6,6 - 8,994)}{(1 - 0,697) \cdot 8,994} = -122,008 \text{ МПа}.$$

Таким образом, несущая способность сечения 1–1 определяется по (19):

$$M_u = 0,5 \cdot 16,667 \cdot 599 \times 8,994 \cdot 10^2 \cdot [(1 + 0,697) \times 44,1 - 0,33 \cdot 8,994 \cdot (1 + 0,697 + 0,697^2)] + 122,008 \times 10^2 \cdot 92,506 \cdot (44,1 - 6,6) = 349228836,24 \text{ Н} \cdot \text{см} = 3492,29 \text{ кН} \cdot \text{м} = 349,229 \text{ тс} \cdot \text{м},$$

что на 1 п. м составляет 58,3 тс · м.

Аналогично определяется несущая способность сечений 2–2 и 3–3.

Несущая способность плиты при совместном действии M_y и T_x

Монолитный бетон класса С 25/30; арматура в продольном направлении 11Ø16 S400 с $A_{sc1} = 22,121 \text{ см}^2$ и 11Ø22 S400 с $A_{st1} = 41,811 \text{ см}^2$, в поперечном направлении 11Ø16 S400 с $A_{st2} = 22,121 \text{ см}^2$ и 17Ø16 S400 с $A_{sc2} = 34,187 \text{ мм}^2$. Для рабочей арматуры $f_{yd} = 365 \text{ МПа}$; $f_{yk} = 400 \text{ МПа}$; $E_s = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Для хомутов: 6Ø10 S240 с $A_{swc} = 4,71 \text{ см}^2$, 5Ø10 S240 с $A_{swt} = 3,925 \text{ см}^2$, где A_{sc1} – площадь верхней арматуры в продольном направлении; A_{sc2} – площадь верхней арматуры в поперечном направлении; A_{st2} – площадь нижней арматуры в поперечном направлении; A_{st1} – площадь нижней арматуры в продольном направлении; A_{swc} – площадь хомутов в сжатой зоне; A_{swt} – площадь хомутов в растянутой зоне (площадь открьлок).

Для бетона: $f_{ck} = 25 \text{ МПа}$; $f_{cd} = 16,667 \text{ МПа}$; $f_{ctk}^m = 1,8 \text{ МПа}$; $f_{ctd}^m = 1,2 \text{ МПа}$; $E_{ck}^m = 3,2 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; $E_{cd}^m = 2,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Для расчета используются

$$\lambda_c = 0,697;$$

$$d = d_2 = 44 \text{ см};$$

$$\alpha_m = 8,333.$$

Граничная высота сжатой зоны $\lambda_{\text{lim}} = 24,5 \text{ см}$.

Ширина сжатой зоны от действия M_y и T_x :

$$b_T = \sqrt{247^2 + 149^2} = 288,46 \text{ см};$$

$$C_1 = (2 \cdot 49 + 149) \operatorname{ctg} 45 = 247 \text{ см};$$

$$\cos \alpha = \frac{247}{288,46} = 0,856;$$

$$\sin \alpha = \frac{149}{288,46} = 0,516.$$

Высота сжатой зоны x определяется по формуле (15):

$$\begin{aligned} &0,5 \cdot (1 - 0,697^2) \cdot 16,667 \cdot 288,46 \cdot x^2 - \\ &- 365 \cdot 41,811 \cdot 0,516 \cdot (1 - 0,697) \cdot x - \\ &- 365 \cdot 22,121 \cdot 0,856 \cdot (1 - 0,697) \cdot x + \\ &+ 22,121 \cdot 8,333 \cdot 16,667 \cdot 44 \cdot 0,516 - \\ &- 22,121 \cdot 8,333 \cdot 16,667 \cdot x \cdot 0,516 + \\ &+ 34,187 \cdot 365 \cdot 0,856 \cdot (1 - 0,697) \cdot x - \\ &- 365 \cdot 3,925 \cdot 2 \cdot \frac{149 \cdot 1}{28} \cdot 0,516 + 174 \times \\ &\times 4,71 \cdot \frac{149 \cdot 1}{23,3} \cdot 0,516 = 0; \end{aligned}$$

$$1236,05x^2 - 2828,49x + 64590,2 = 0;$$

$$x = 8,5 \text{ см.}$$

Плечо внутренней пары определяется по формуле (16), где

$$\begin{aligned} &\frac{x(\lambda_c^2 + \lambda_c + 1)}{3(\lambda_c + 1)} = \\ &= \frac{8,5 \cdot (0,697^2 + 0,697 + 1)}{3 \cdot (0,697 + 1)} = 3,7 \text{ см.} \end{aligned}$$

Тогда

$$Z_{st1} = 44 - 3,7 = 40,3 \text{ см};$$

$$Z_{st2} = 42,1 - 3,7 = 38,4 \text{ см};$$

$$Z_{sc1} = 5 - 3,7 = 1,3 \text{ см};$$

$$Z_{sc2} = 6,6 - 3,7 = 2,9 \text{ см};$$

$$Z_{swc} = 5,3 - 3,7 = 1,6 \text{ см};$$

$$Z_{swt} = 44,6 - 3,7 = 39,6 \text{ см.}$$

Напряжения в арматурных рядах:

$$\sigma_{st1} = 987,8 \text{ МПа}; \quad \sigma_{st2} = 1551 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{sc1} = -97,39 \text{ МПа}; \quad \sigma_{sc2} = -87,71 \text{ МПа.}$$

Несущая способность дорожной плиты ППН-1 при восприятии крутящего и изгибающего моментов

$$\begin{aligned} M_u &= 365 \cdot 41,811 \cdot 40,3 \cdot 0,516 \cdot 10^2 + \\ &+ 365 \cdot 22,121 \cdot 38,4 \cdot 0,856 \cdot 10^2 - \\ &- 97,39 \cdot 22,121 \cdot 1,3 \cdot 0,516 \cdot 10^2 - \\ &- 87,71 \cdot 34,187 \cdot 2,9 \cdot 0,856 \cdot 10^2 + \\ &+ 174 \cdot 3,925 \cdot \frac{149 \cdot 1}{24} \cdot 40,9 \cdot 0,516 - \\ &- 174 \cdot 4,71 \cdot \frac{149 \cdot 1}{23,3} \cdot 1,6 \cdot 0,516 = \\ &= 57757268,4 \text{ Н} \cdot \text{см} = 577,57 \text{ кН} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

что на 1 п. м составляет 200,4 кН·м.

По вышеприведенной методике была определена прочность нормальных и пространственных сечений для плит пороговых неровностей ППН-2, ППН-3, ППН-4.

Минимальные значения изгибающих и крутящих моментов приведены в табл. 2.

Табл. 2. Несущая способность плит покрытия участка с пороговыми неровностями

Момент, кН/м	Маркировка			
	ППН-1	ППН-2	ППН-3	ППН-4
M_x	537,8	523,3	458,00	497,00
M_y	805,23	778,40	706,00	576,95
M_{xy}	200,4	195,5	186,5	130,25

Заключение

В результате произведенных расчетов было выявлено, что несущая способность каждой из рассмотренных плит при совместном действии крутящего и изгибающего моментов является наименьшей. Следовательно, данный вид загрузки необходимо учитывать при проектировании конструкций. При

эксплуатации дорог избежать совместного воздействия крутящего и изгибающего моментов невозможно, т. к. передача нагрузки на плиту от колес автомобиля всегда будет вне оси симметрии конструкции, а также не исключена вероятность образования выбоин, воронок и других дефектов под основанием плиты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семенюк, С. Д. Несущая способность железобетонных плит покрытия испытательного полигона РУПП «Белорусский автомобильный завод» / С. Д. Семенюк, О. З. Шутов, Н. В. Белый // Геотехника Беларуси: наука и практика : сб. ст. – Минск, 2008. – С. 218–237.
2. СНБ 5.03.01-02*. Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск : Минстройархитектуры, 2003. – 139 с.
3. Босаков, С. В. Статические расчеты плит на упругом основании / С. В. Босаков. – Минск : БНТУ, 2002. – 128 с.
4. ТКП 45-3.05-244-2011(02250). Автомобильные дороги. Дорожные одежды жесткого типа. Строительные нормы проектирования. – Минск : Минстройархитектуры, 2012. – 60 с.
5. Семенюк, С. Д. Железобетонные пространственные фундаменты жилых и гражданских зданий на неравномерно деформируемом основании / С. Д. Семенюк. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 269 с.
6. ТКП EN 1992-1-1-2009*. Еврокод 2. Проектирование железобетонных конструкций. Ч. 1–1 : Общие правила и правила для зданий. – Минск : Минстройархитектуры, 2015. – 206 с.
7. Семенюк, С. Д. К определению модуля упругости и упругопластических характеристик бетона при кратковременном центральном сжатии / С. Д. Семенюк // Вестн. БГТУ. – 2001. – № 1. – С. 40–45.
8. Семенюк, С. Д. Расчет железобетонных балок прямоугольного сечения при совместном воздействии поперечных сил, крутящих и изгибающих моментов / С. Д. Семенюк, А. В. Зезюлин, Е. Я. Семенюк // Проблемы современного бетона и железобетона : сб. науч. тр. – Минск, 2015. – Вып.7. – С. 133–151.

Статья сдана в редакцию 19 сентября 2016 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Игорь Владиславович Ильиных, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-92-78-86.

Эрнест Александрович Кетнер, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-36-99-53.

Марина Александровна Зябкина, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-41-11-63.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-43-38-72.

Igor Vladislavovich Ilyinykh, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-336-92-78-86.

Ernest Aleksandrovich Ketner, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-336-36-99-53.

Marina Aleksandrovna Ziabkina, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-41-11-63.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 339

С. Л. Комарова, И. А. Луговая

ФОРМИРОВАНИЕ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОГО ИМИДЖА МОГИЛЕВА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНСТРУМЕНТОВ ГОРОДСКОГО МАРКЕТИНГА

UDC 339

S. L. Komarova, I. A. Lugovaya

BUILDING OF ATTRACTIVE MOGILEV IMAGE BY USING THE INSTRUMENTS OF CITY MARKETING

Аннотация

Для привлечения средств в городской бюджет, увеличения потока туристов и формирования привлекательного имиджа города Могилева необходима маркетинговая программа развития и продвижения территории на основе конкурентного преимущества в условиях рыночной экономики. Преобразование Праздника города в ежегодный праздник «Свята Льва», основанный на легенде о происхождении названия города, позволит создать новый туристический маршрут, добавит позитива в городскую жизнь, создаст новые бренды и символы, увеличит прибыль предприятий города и повысит благосостояние горожан. Новое лицо города станет более узнаваемым на белорусском и мировом рынке.

Ключевые слова:

маркетинг, город, мероприятие, рынок, инфраструктура, имидж.

Abstract

For attracting funds in the city budget, increasing the flow of tourists and building an attractive image of the city of Mogilev, it is necessary to elaborate a marketing program for the development and promotion of the region using its competitive advantages under conditions of market economy. The conversion of the city festival into the annual festival, called the Svyata Lva (the Festival of the Lion) and based on the ancient legend about the origin of the city name, will create a new tourist route, add positive social moments in the city life, create new brands and symbols, increase the profits of city enterprises and enhance the well-being of citizens. The new face of the city will become more recognizable on the Belarusian and the world markets.

Key words:

marketing, city, event, market, infrastructure, image.

В сегодняшней ситуации, когда рынок переживает нелучшие времена, необходимо пересмотреть подходы в организации городского маркетинга. Маркетинг города – комплекс действий городского сообщества, направленных на выявление и продвижение своих интересов для выполнения конкретных

задач социально-экономического развития города. В широком смысле это продвижение интересов города [2, с. 11]. Исторически сложилось так, что города в Республике Беларусь не занимались продвижением себя на рынок, рекламой и позиционированием в информационном пространстве. Однако время диктует

новые условия и сегодня все больше городов Беларуси начинают активно применять маркетинг для обеспечения своего экономического развития.

Главными факторами успеха становятся не размер города и его экономическая база, а новые, нестандартные управленческие решения, энергичное желание города четко сформулировать свои стратегические интересы (в стране, в регионе, в мире) и лоббировать их [2, с. 8]. Маркетинг города нацелен на рост благосостояния жителей через формирование городской среды, благоприятной для жизни людей и ведения хозяйственной деятельности. Выделяются четыре основные задачи маркетинга города:

- 1) формирование благоприятного инвестиционного климата в городе;
- 2) развитие туризма;
- 3) привлечение жителей;
- 4) стимулирование продаж местных производителей [2, с. 8].

Город следует рассматривать как субъект экономических отношений или товар, представляющий интерес для потребителя, т. е. город продает свои услуги, инфраструктуру и др. Конкурентную позицию города как субъекта необходимо оценивать по отношению к другим городам и территориям. Оценить имидж города как благоприятный можно, если потребление территориальных ресурсов, услуг, продуктов и возможностей позволяет городу построить и увеличить собственное благополучие. Можно предложить два подхода к оценке городских возможностей: город как производитель и город как потребитель. Если город сконцентрирует внимание на самом себе как производитель, ориентированный на потребителей, то это будет самый удачный маркетинговый подход в позиционировании на сегодня.

Основными субъектами маркетинга в любой сфере деятельности всегда являлись производители продуктов (товаров, услуг), их потребители и посредники. Однако потребители в марке-

тинге города могут при определенных условиях становиться субъектами, заинтересованными в дальнейшем продвижении или, наоборот, непродвижении территории. Город заинтересован в привлечении недостающих ресурсов, нуждается в новых заказах на свою продукцию и новых покупателях. Важную роль играют посредники. Посредниками могут выступать следующие субъекты городского маркетинга:

- общественные организации и органы власти;
- средства массовой информации и коммуникации;
- выставочные центры, ярмарки, торгово-промышленные палаты;
- разнообразные межтерриториальные организационные структуры;
- учреждения образования.

Все группы посредников могут активно влиять на привлекательность города как субъекта маркетинга.

Привлечение посетителей, туристов и резидентов, развитие промышленности и экспорт региональных продуктов – это те задачи, которые могут и должны решать вышеперечисленные посредники.

Известны четыре группы стратегий, применяемых в территориальном маркетинге и направленных на активизацию рынка: маркетинг имиджа, маркетинг привлекательности, маркетинг инфраструктуры, маркетинг населения.

Стратегия маркетинга имиджа направлена на создание, развитие и распространение положительного образа города. Эффективность данной стратегии зависит от сложившегося имиджа и действительного положения дел в регионе. Основным инструментом маркетинга имиджа являются коммуникационные мероприятия, демонстрирующие открытость города для контактов и позволяющие внешним субъектам лучше узнать его.

Суть маркетинга привлекательности в повышении гуманитарных конкурентных преимуществ, привлекательно-

сти города для человека. К особенностям маркетинга привлекательности относят ориентацию на человека с учетом стилей жизни, поведения и потребностей отдельных категорий. Маркетинг привлекательности предусматривает развитие и популяризацию особых черт, гарантирующих преимущества в соперничестве городов.

Маркетинг инфраструктуры включает планомерную работу по обеспечению эффективного функционирования и развитию территорий в целом. Главное, чтобы в городе было удобно жить, работать и развиваться, а для этого нужно прежде всего развивать инфраструктуру жилых районов, промышленных зон, в целом рыночную инфраструктуру.

Долгосрочный интерес к городу со стороны его потребителей подразделяют на две большие группы: аргументы функционирования и аргументы развития.

Аргументы функционирования города – это обеспечение личной безопасности и охрана общественного порядка, состояние и эксплуатация жилищного и гостиничного фонда, транспортное обслуживание и состояние дорог, водо-, электро-, газо- и теплоснабжение, уборка мусора, наличие и развитие школ, детских дошкольных учреждений, парков, благоустройство (особенно для самих жителей).

К специфическим инструментам маркетинга территории относятся ярмарки, выставки, конференции, симпозиумы, гостиничное дело и туризм, транспорт, связь, банковская система, учреждения образования, культуры, здравоохранения и отдыха, спорта, тематические парки и др.

Маркетинг населения, персонала оценивает территорию по уровню занятости и степени дешевизны рабочей силы. Города с низким уровнем занятости и дешевой рабочей силой могут выдвигать это как аргумент для привлечения промышленников, предпринимателей сферы услуг и др. с целью создания новых рабочих мест.

Все вышеперечисленное учитывается при составлении стратегического плана развития города. Выделяют ряд важных этапов.

На этапе постановки целей развития целесообразно сформулировать *девиз города*, направленный на стремление обеспечить качество и количество предоставляемых городом возможностей для налогоплательщиков при минимально возможных уровнях налогообложения.

В стратегический план необходимо включить ряд важных блоков, таких как аналитический, прогнозный и блок мероприятий по реализации плана. Также стоит включить следующие основные разделы.

1. Конкурентные возможности. Анализ внутренних и внешних факторов развития города.

2. Главная цель и стратегические направления развития города.

Главной целью является стабильное улучшение качества жизни всех слоев населения города, обеспечение высокого качества среды обитания и производства. Эта цель распадается на подцели. Соответственно, в качестве стратегических направлений можно предложить:

- создание благоприятного хозяйственного климата;
- интеграция в мировую экономику;
- усовершенствование городской среды;
- формирование благоприятного социального климата.

3. Цели, задачи и меры.

4. Механизм реализации и механизм обновления стратегического плана.

5. Ожидаемые результаты реализации стратегического плана.

Публичное обсуждение плана позволит избежать типичных ошибок при выборе стратегии экономического развития города и территорий. Стратегические маркетинговые планы и программы должны непрерывно обновляться и

корректироваться на основе анализа их выполнения и с учетом конкурентной ситуации, изменившейся конъюнктуры, соотношения спроса и предложения на основные товары и услуги региона.

Сегодня городское управление стремится повысить в первую очередь промышленные показатели, т. к. именно по ним оценивается их работа. Однако не менее важными становятся показатели социально-экономического развития города, включая его благоустройство, безопасность граждан, социальную защиту горожан и т. д. Например, ежегодное проведение крупного городского мероприятия, привлекательного для туристов, может оживить городскую экономику. Туризм – особая индустрия, которая затрагивает более 30 смежных отраслей, и его можно считать локомотивом социально-экономического развития.

Беларусь достаточно успешно формирует привлекательный имидж страны на международном рынке. РБ ассоциируется у иностранцев с такими положительными понятиями, как качество, стабильность, дружелюбие, приветливость. Но страна состоит из городов, множества населенных пунктов, людей. Таким образом, проведение крупного городского праздника может, с одной стороны, помочь городу, с другой может способствовать формированию и закреплению положительного имиджа страны в мире. Поэтому мы предлагаем Празднику города Могилева, который проводится ежегодно, дать имя «Свята Льва».

В 2017 г. Могилеву исполнится 750 лет. Город имеет богатую историю, которую необходимо знать как жителям, так и гостям города. На сегодняшний день Праздник города приурочен к дате освобождения Могилева от немецко-фашистских захватчиков. Однако история города позволяет сделать гораздо более интересный историко-культурный праздник, основанный на легенде.

В рукописном оригинале хроники

Могилева летописец Т. Сурта на обороте третьего листа, а летописец К. Трубницкий на 67-м листе указали, что нет никаких сведений, откуда Могилев получил свое название. По их мнению, название города произошло от сочетания двух слов «Могий» и «Лев» (могучий лев), т. к. на протяжении предыдущих столетий город, как могучий лев, противостоял войнам, бедствиям и невзгодам.

Согласно Могилевской хронике, Могилевский дворец был создан в 1267 г. Есть несколько преданий, объясняющих происхождение названия «Могилев». Одно из них связано с герцогом Львом Даниловичем Могием, чья могила была позже покрыта холмом и названа Могилев (или могила Льва). Есть другая уникальная легенда о разбойнике Машеке и его безответной любви к Любаве, которая стала женой князя. Машека убил князя, а Любава отомстила за возлюбленного и убила разбойника. Могила Машеки и назвали Могилой Льва. С точки зрения маркетинга для формирования положительного имиджа Могилева легенда должна носить этически и социально приемлемый характер. Поэтому, предполагается, следует популяризировать вариант легенды о красивой и трагической любви.

В историческом центре Могилева есть прекрасный парк, который остается одним из самых значимых мест в городе. Ведь именно отсюда начинался Могилев.

Городской праздник «Свята Льва» может стать ежегодным историко-культурным явлением, мероприятием, на которое будут с удовольствием приезжать иностранные туристы. Для города это, пожалуй, самое масштабное и яркое событийное мероприятие, которое ознакомит как с историческими достопримечательностями, так и с современными достоинствами Могилева. С целью развития туристической привлекательности Могилева в преддверии празднования 750-летия города необходимо пригласить не только белорус-

ских, но и иностранных корреспондентов, желательно из известных зарубежных изданий. Положительные статьи, фотографии и видеоролики помогут популяризации праздника и продвижению имиджа Могилева.

Так как на городские власти возложена управленческая функция, именно они должны продумать план организации такого мероприятия. При этом необходимо поощрять активное участие горожан в самом празднике. Развлекательной части должно быть отведено не менее 80 % всего времени. Любое торжество – событие в первую очередь эмоциональное и яркое, и в случае его грамотной организации положительный маркетинговый эффект будет стопроцентным за счет получения потребителем хорошего настроения.

Городской исторический праздник – это именно то событие, которого не хватает городу. Специальные мероприятия рекомендуется включать в единую систему формирования и поддержания имиджа, т. е. внедрять событийный маркетинг в комплекс интегрированных маркетинговых коммуникаций. В городе есть два театра (драматический и театр кукол), которые могут на своих сценах предложить гостям и жителям города версии старинного предания и включить эти постановки в постоянный репертуар. Туристы обязательно захотят увидеть это представление и задержаться в Могилеве еще на одну ночь, а возможно, и приехать в город и пройти по местам, где гулял лихой разбойник Машека.

Город может зарабатывать на городской символике, и лев именно тот символ, на котором должны остановить внимание городские власти. В маркетинге города важную функцию играет символика. В Могилеве имеются официальные символы – герб и флаг. На сегодняшний день упущены архитектурно-мемориальные символы – изображения архитектурных и исторических памятников города – и словесные символы – название города и районов, а

также образованные на их основе слова и словосочетания.

Туристам можно предложить маршрут, по которому гулял разбойник Машека, посетить Машековскую корчму, угостить Машековской кашей и т. п. На продукции только одного предприятия города ОАО «Фабрика мороженого» красуется символ города «Лёва», а ведь этот символ могут использовать и швейные предприятия, и предприятия общепита, и предприятия торговли. В большинстве городов Западной, Центральной и Юго-Восточной Европы существуют гербы и символы, возникшие в разное время и отражающие определенные исторические события и традиции. Городская символика может активно использоваться и в бизнесе.

Если для любого государства самыми существенными и популярными официальными символами выступают флаг и гимн, то в городских коммуникациях почетное место в официальной символике принадлежит городским гербам и символам, но герб у Могилева есть, а символом города по праву может стать, например, лев.

Все наружные коммуникации расположены именно в городах. Кроме того, в городах находятся и действуют многие локальные СМИ – местное телевидение и радио, газеты. Именно они могут продвигать символ города. Он сможет занять свое достойное место на майках, кружках, ручках, кепках и другой атрибутике, без которой не может быть никакой торговли. Когда люди путешествуют, то обязательно приобретают сувениры: ложки, чашки, магниты и т. п. Необходимо придумать бренд и символ города, которые бы ассоциировались только с Могилевом.

Наиболее важное место в маркетинге города занимает управление имиджем города. Имидж города формируется на основе распространяемой о нем информации, на соответствующих индексах и рейтингах, реально существующих аргументах функционирования и

развития городов.

С 1995 г. Центр ООН по изучению поселений человека (UNCHS – Habitat) разрабатывает Всемирную базу данных по индикаторам состояния городов, являющуюся частью программы Habitat. База данных включает в себя более 20 тыс. элементов информации. На основании проведенных исследований составляются рейтинги городов. Важнейшими показателями при определении рейтинга являются экономическая база конкретной территории, ее рост и диверсификация.

Специалисты приводят следующие параметры, определяющие имидж города:

- качество жизни (наличие жилья для различных социальных групп населения, социальные услуги, качество продуктов питания, сооружения для отдыха, уровень и доступность образования, лечения);
- кадровые ресурсы (подготовка, повышение квалификации, адаптация к новым условиям и требованиям);
- инфраструктура (транспорт, связь, средства передачи данных, гостиницы, бытовые услуги и пр.);
- высокие технологии (способность территории развивать и поддерживать высокотехнологичные отрасли, обновлять существующую базу);
- капитал (масса капитала, сконцентрированная на территории в виде собственных и привлеченных средств);
- контролирующие органы (рациональность, мобильность, эффективность, честность, отсутствие бюрократизма);
- инфраструктура бизнеса (доступность и уровень услуг в области консалтинга, аудита, рекламы, права, информации, public relations, институциональные условия осуществления сделок с титулами собственности);
- власть (команда личностей, компетентность членов команды, нестандартность идей, стиль принятия решений, прозрачность законодательства, отноше-

ние к социальным проблемам [4, 5]).

Перечисленные компоненты имиджа города, несмотря на свою почти безусловную универсальность, в разной степени востребованы и по-разному могут быть дополнены в зависимости от адресатов коммуникации, целевых сегментов потребителей в маркетинге города.

При проведении в г. Могилеве культурно-исторического праздника «Свята Льва» предлагается придерживаться следующих правил.

Правило первое: единство и ограниченность пространства и времени. Любое мероприятие предполагает место и время проведения. Очень важно, чтобы праздник был динамичным, а мероприятия имели четкие временные рамки и при этом логично дополняли друг друга. При этом необходимо учесть различные сегменты потенциальных посетителей праздника, т. е. предложить мероприятия и молодежи, и семьям с детьми, и пожилым людям, а также мероприятия, которые могут быть интересны всем категориям. Это позволит собрать большее количество участников и потребителей. Крайне важно ограничить пространство проведения, создав единый центр притяжения внимания потребителей. В противном случае утратится целостное позитивное впечатление. Потребитель просто потеряется в потоке обрушивающейся на него со всех сторон информации. Городу необходимо определиться со временем проведения «Свята Льва». Сейчас праздник города почти совпадает с Днем независимости Беларуси, что негативно сказывается на впечатлении.

Возможен следующий вариант маршрута проведения праздника. Начало в сквере 40-летия празднования Победы (от маленькой фигурки Львенка), далее по Большой Садовой (пешеходная Ленинская) до Советской площади. Празднование продлится в Парке Горького, где проводятся основные гуляния, а также в новом парке, который разби-

вают у Свято-Никольского монастыря.

Правило второе: тотальное присутствие бренда. Логотип бренда должен наноситься на все: стенды, плакаты, сувенирную продукцию, одежду представителей компании. Посетитель эвент-мероприятия ни на секунду не должен забывать о том, кто и с какой целью организовал его досуг (львенок должен быть отмечен на всех атрибутах праздника – ободки на голову с гривой и ушами, львиные хвостики в виде значков и др.).

Правило третье: взаимный обмен материальными и нематериальными ценностями. Участие во всевозможных конкурсах должно сопровождаться подарками, призами и сувенирами. Ведь подобные сюрпризы подарят потребителю массу положительных эмоций, которые неизбежно будут ассоциироваться с городом (майки и кепки со львами, ручки и магниты со львятами).

Правило четвертое: принцип субъективности. Необходимо помнить: бренд – это не то, что придумали производители, а то, что о нем думают покупатели. Поэтому очень важно при проведении мероприятия произвести положительное впечатление на потребителя. На тех, кто остался недоволен, можно воздействовать положительными отзывами других посетителей уже после окончания события. Любой человек очень субъективен в оценке вчерашнего дня. Поэтому, ознакомившись с высокими оценками тех, кого эвент-мероприятие впечатлило, недовольный потребитель, возможно, изменит свое мнение и отношение к бренду. Активное распространение информативных сюжетов в СМИ о «Святе Льва» и всех конкурсах позволит запоминать товары с символикой города.

Правило пятое: принцип участия. Любое мероприятие должно быть спланировано таким образом, чтобы в течение всего времени его проведения чувствовалось взаимодействие ведущих и публики. Потребитель должен не просто

наблюдать, но и участвовать в процессе. Это позволит потребителю почувствовать себя частью праздника, а следовательно, проникнуться симпатией к происходящему. Необходимо, чтобы каждый житель и гость города смогли что-либо получить: купить или выиграть флажок, воздушный шарик или магнитик со львом.

Правило шестое: непрерывное консультирование клиента. Во время мероприятия обязательно должны работать так называемые «послы бренда». Их задача: предложить участникам продегустировать продукт или опробовать его в действии, проинформировать о свойствах продукта. Потребителю это позволит ближе ознакомиться с продуктом, а также на эмоциональном уровне ощутить некую заботу со стороны бренда (мороженое «Лёва» или другие продукты могилевских предприятий общепита (пирожное «Львенок», пряник в форме льва, печенье «Львята» и другие продукты)).

Правило седьмое: организация с учетом интересов и образа жизни целевой аудитории. При организации эвент-мероприятия надо обязательно учитывать интересы потребителей продукта. Семьи обязательно придут с детьми, поэтому как можно больше товаров и продуктов должно быть обращено к детской аудитории.

Правило восьмое: информационная поддержка мероприятия. При организации эвент-мероприятия желательно тесным образом взаимодействовать с СМИ. Во-первых, это поможет проинформировать население о грядущем событии. Во-вторых, публикации и теле- и радиосюжеты о проведенном эвенте еще раз обратят внимание потребителей на бренд. «Свята Льва» должно стать самым ярким городским событием будущего года и быть максимально отражено всеми СМИ.

Таким образом, маркетинг города – это деятельность, позволяющая в систематизированном виде разработать

комплекс мероприятий в рамках городской политики с привлечением основных маркетинговых технологий, инструментов и стратегий.

Важной составляющей маркетинга города является формирование привлекательного имиджа города.

Имидж может распространяться и при помощи событий и действий. Успешно реализованное усилие может создать городу бренд и имидж навсегда. Чтобы имидж праздника и города был эффективным, он должен удовлетворять следующим пяти критериям.

1. *Соответствовать действительности.* Если место продвигает имидж, слишком далекий от действительности, шансы на успех минимальны.

2. *Быть правдоподобным.* Даже если предлагаемый имидж соответствует действительности, он может еще не быть правдоподобным, т. к. покупатели мест могут быть не готовы в это поверить.

3. *Быть простым.* Если место выносит на публику слишком много своих имиджей, может произойти сбой в получаемой информации. Поскольку большинство мест не разработали никакой стратегии, они часто предлагают любой имидж, который кажется смутно позитивным. В таком сценарии нет приоритетов – в нем рекламируется все подряд. Результатом является, в лучшем случае, отсутствие восприятия.

4. *Быть притягательным.* Имидж должен давать понять, почему людям захотелось бы жить, инвестировать, ра-

ботать или путешествовать в данном месте.

5. *Быть оригинальным.* Имидж приносит наибольшие плоды, когда он отличается от других общих тем. Наблюдается злоупотребление такими выражениями, как «дружественная атмосфера», или «в центре Европы» (вероятно, самое распространенное на данный момент), или «самый лучший климат для бизнеса». Европейские города и территории могут найти множество изобретательных способов применения реальных и оригинальных приемов [3, с. 214].

Создание положительного имиджа – часть городского маркетинга. Для этого требуется хороший стратегический маркетинговый план и творческий подход к созданию символов.

Сила и привлекательность городов в их непохожести. Город должен развивать и предлагать нечто уникальное, то, чего нет у других. Так же, как потребители выбирают товары в магазине, люди оценивают и выбирают города. Проведение праздника «Свята Льва» позволит показать город с лучшей стороны. Необходимо понимать, что лидерами позиционирования станут такие малые и средние города, которые имеют энергичные и творчески настроенные управленческие команды. Города, которые смогут выйти на рынок с уникальными, интересными потребителям предложениями, с привлекательным имиджем и разработанным брендом, в числе первых займут выигрышные социально-экономические ниши.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Акантинов, А. Д.** Территориальный маркетинг: отечественный и зарубежный опыт / А. Д. Акантинов, А. В. Колик. – Минск : Экономика, 2015. – 100 с.
2. **Визгалов, Д. В.** Маркетинг города / Д. В. Визгалов. – М. : Ин-т экономики города, 2008. – 110 с.
3. **Котлер, Ф.** Маркетинг мест / Ф. Котлер. – СПб. : Стокгольм. шк. экономики в Санкт-Петербурге, 2005. – 376 с.

4. **Панкрухин, А. П.** Маркетинг : учебник для студентов, обучающихся по специальности 061500 «Маркетинг» / А. П. Панкрухин. – 4-е изд., стер. – М. : Омега-Л, 2006. – 656 с.

5. **Панкрухин, А. П.** Гильдия маркетологов. Маркетинг территорий : маркетинг города [Электронный ресурс] / А. П. Панкрухин. – М., 2015. – Режим доступа : [http : // www.koism.rags.ru/](http://www.koism.rags.ru/).

Статья сдана в редакцию 29 сентября 2016 года

Светлана Леонидовна Комарова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: dasha_sak@mail.ru.

Инна Анатольевна Луговая, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: Talisman-2008@mail.ru.

Svetlana Leonidovna Komarova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: dasha_sak@mail.ru.

Inna Anatolyevna Lugovaya, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: Talisman-2008@mail.ru.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(53) 2016

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Оформление обложки

И. Н. Береснева

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: br@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 24.11.2016. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 15,11. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ 6084.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь