

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

3 (36) 2012

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БОРИСЕНКО Л. А., КАЛЕЕВ Д. Н. Типовой ряд планетарных механизмов на основе новой схемы двухступенчатого планетарного механизма.....	6
ГОНЧАРОВ П. С. Основные параметры прецессионной роликовой передачи при различных вариантах ее структурного исполнения	17
КУЗНЕЦОВ Е. В. Структура системы управления торможением машины	28
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ЛОЗИКОВ И. А. Бронзы электротехнического назначения и особенности их производства.....	36
САЗОНОВ И. С., ЛУСТЕНКОВ М. Е., ПРУДНИКОВ А. П., ФИТЦОВА Е. С. Определение оптимальной геометрии зацепления посредством промежуточных тел качения на основе анализа его пространственной модели.....	53
САЛБИЕВА З. С., ЛЬЯНОВ М. С., САЗОНОВ И. С., АМЕЛЬЧЕНКО П. А. Математическая модель исполнительного механизма автоматической системы вертикальной стабилизации остова склонохода.....	64

САЛБИЕВА З. С., ЛЬЯНОВ М. С., САЗОНОВ И. С., АМЕЛЬЧЕНКО П. А. Уравнение кинематических связей механизма вертикальной стабилизации остова крутосклон- ного трактора (склонохода)	68
--	----

САФОНОВ А. И. Обоснование тяговой характеристики, проблема выбора электродвигателя и вспомогательных источников энергии троллейбуса	72
--	----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Программное обеспечение автоматических систем управления техно- логическими процессами энергосистемы Республики Беларусь	83
---	----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

КАТЬКАЛО Ю. А., ПОДСТРЕЛОВА Е. Н., ТЕРЕЩЕНКО А. С., ТУЛУЕВСКИЙ Н. В. Определе- ние действительных радиусов на закруглениях автомо- бильных дорог электронным тахеометром	89
---	----

ОПАНАСЮК И. Л., ДАНИЛОВ С. В. Бетонные работы при восстановлении эксплуатационных качеств железобе- тонных колонн	96
--	----

СЕМЕНЮК С. Д., СЕМЕНЮК Р. П., СЛАВИНСКАЯ М. А. Шелковая декоративная штукатурка на основе вторич- ного сырья текстильной промышленности	104
--	-----

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

СКРИГАН А. Ю. Экологические аспекты энергетической безопасности Беларуси.....	109
---	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КОМАРОВА С. Л., БЕЛЯСОВА А. С. Мониторинг финан- совых результатов коммерческой организации с использо- ванием пакета обработки данных среды MS Excel	119
--	-----

КОМАРОВА С. Л., СЕМЕНЮК Р. П., САКОВИЧ Д. Д.

Расчет цены и оценка конкурентоспособности новых
отделочных материалов.....

127

-
- 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

BORISENKO L. A., KALEYEV D. N. A standard range of planetary mechanisms based on a new scheme of a two-stage planetary mechanism.....	6
GONCHAROV P. S. Basic parameters of precession roller transmission with different versions of its structural make.....	17
KUZNETSOV E. V. The structure of the vehicle braking control system	28
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., LOZIKOV I. A. Electrical bronzes and peculiarities of their production.....	36
SAZONOV I. S., LUSTENKOV M. Y., PRUDNIKOV A. P., FITSOVA E. S. The determination of the optimum geometry of engagement by means of intermediate rolli	53
SALBIYEVA Z. S., LYANOV M. S., SAZONOV I. S., AMELCHENKO P. A. The mathematical model of the actuator of the automatic system of vertical stabilization of the body of a slope vehicle	64
SALBIYEVA Z. S., LYANOV M. S., SAZONOV I. S., AMELCHENKO P. A. The equation of kinematic constraints of the mechanism of vertical stabilization of the body of a hillside wheeled tractor (slope vehicle)	68
SAFONAU A. I. Justification of the traction characteristic and the problem of choice of the trolleybus electric motor and its auxiliary power sources	72

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Software of automatic systems controlling technological processes of the power system of the Republic of Belarus	83
--	----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

KATKALO Y. A., PODSTRELOVA Y. N., TERESCHENKO A. S., TULUEVSKIY N. V. The determination of actual radii of motor road bends by means of an electronic tacheometer	89
--	----

APANASIUK I. L., DANILOV S. V. Concrete work in restoring the performance of reinforced-concrete columns	96
---	----

SEMENIUK S. D., SEMENIUK R. P., SLAVINSKAYA M. A. Silk decorative plaster made on the basis of secondary raw materials of the textile industry	104
---	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

SKRYHAN A. Y. Environmental aspects of energy security of Belarus	109
--	-----

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KOMAROVA S. L., BELYASOVA A. S. Monitoring of financial results of a commercial organization by using the data processing package of MS Excel environment	119
--	-----

KOMAROVA S. L., SEMENIUK R. P., SAKOVICH D. D. Calculation of price and assessment of competitiveness of new finishing materials.....	127
--	-----

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.805

Л. А. Борисенко, Д. Н. Калеев

ТИПОВОЙ РЯД ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ НОВОЙ СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

UDC 621.805

L. A. Borisenko, D. N. Kaleyev

A STANDARD RANGE OF PLANETARY MECHANISMS BASED ON A NEW SCHEME OF A TWO-STAGE PLANETARY MECHANISM

Аннотация

Приводятся результаты исследования планетарного механизма, состоящего из двух ступеней. В первой ступени применен механизм схемы К–Н–V с разницей чисел зубьев в один зуб и эвольвентным зацеплением на основе исходного контура с 30^0 профилем; во второй – трехколесный планетарный механизм с плавающим солнечным колесом. На этой основе разработан типовой ряд планетарных механизмов общемашиностроительного назначения с высокими техническими характеристиками.

Ключевые слова:

планетарный механизм, плавающая шестерня, эвольвентное зацепление.

Abstract

The paper presents the results of the research into the planetary mechanism consisting of two stages, with the mechanism of the К–Н–V scheme having a one-tooth difference in the teeth number and the involute mesh on the basis of the initial contour with a 30^0 profile being used in the first stage. The three-wheeled planetary mechanism with a floating sun gear is used in the second stage. A typical range of high performance general engineering planetary mechanisms is developed on this basis.

Key words:

planetary mechanism, floating gear, involute mesh.

Планетарные механизмы получили распространение в технике благодаря своей компактности и низкой металлоемкости. Несмотря на большое их разнообразие широкое применение в общем машиностроении нашли только две–три схемы. Это объясняется тем, что лишь они удовлетворяют высоким основным требованиям, к которым, прежде всего, следует отнести КПД, высокие массогабаритные и эксплуатационные характеристики. По предложенной В. Н. Кудрявцевым классификации – это схемы 2К–Н

и 3К–Н и их некоторые модификации [1]. Существенным недостатком планетарных механизмов является снижение КПД при увеличении передаточного отношения.

На рис. 1 приводится обобщенный график этой зависимости для диапазона передаточных отношений $20 \dots 1000$ [2].

Снижение КПД с увеличением передаточного отношения объясняется с физической стороны тем, что увеличение передаточного отношения происходит за счет увеличения относительной

угловой скорости сателлитов, а следовательно, и увеличения скорости скольжения зубьев в зацеплении, что приводит к увеличению коэффициента потерь. КПД в значительной степени зави-

сит от коэффициента трения в зацеплении, который, в свою очередь, определяется твердостью, качеством обработки и точностью зубьев колес.

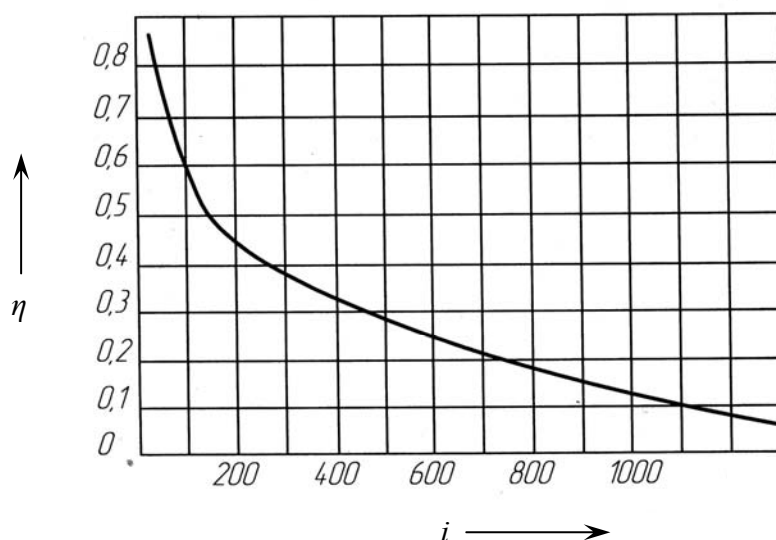


Рис. 1. Обобщенный график зависимости КПД планетарного механизма от передаточного отношения

По имеющимся данным коэффициент потерь ψ в зацеплении для прямозубого зацепления с шлифованными зубьями 5–7-й степеней точности составляет 1 %, 8-й – 2 %, 9–10-й – 3 %, для прямозубого зацепления с грубой обработкой зубьев – 4 % [3].

Планетарные механизмы обладают высоким КПД только при малых передаточных отношениях, поэтому реализация больших передаточных отношений в одноступенчатых схемах становится нецелесообразной, хотя на первый взгляд кажется привлекательной с точки зрения упрощения конструкции и уменьшения габаритов.

Отсюда следует, что применение упомянутых выше схем для реализации больших передаточных отношений в одной ступени оказывается неэффективным. На практике в этих случаях используют многоступенчатые схемы или

схемы с замкнутыми кинематическими цепями. Чаще всего используются двухступенчатые схемы с быстроходной и тихоходной ступенью, причем рекомендуется реализовывать большую часть передаточного отношения в быстроходной ступени. Тихоходная ступень в некоторых случаях вообще реализуется как рядовая соосная передача. При этом возникает задача об оптимальном распределении общего передаточного отношения по ступеням.

Настоящая работа посвящена исследованию предложенной авторами новой двухступенчатой схемы, еще не описанной в литературе, в основе которой лежат проверенные и распространенные в технике простейшие схемы планетарных механизмов. Схема защищена патентами РБ [4, 5]. Один из ее вариантов представлен на рис. 2.

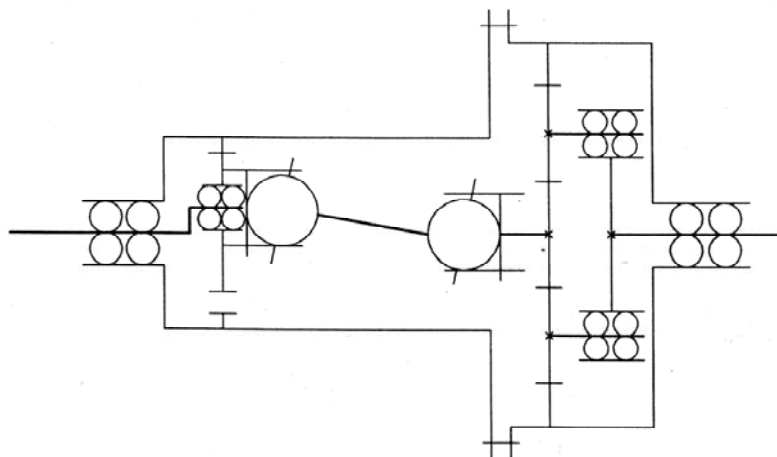


Рис. 2. Предлагаемая новая схема двухступенчатого планетарного механизма

Механизм состоит из трех относительно самостоятельных узлов: быстроходной ступени, тихоходной ступени и связывающего их механизма, осуществляющего передачу движения между параллельными валами с передаточным отношением, равным единице, так называемого механизма W [1]. Заметим, что к таким механизмам относятся механизм параллельных кривошипов или его конструктивная разновидность, называемая иногда шарнирной муфтой, крестовая муфта (муфта Ольдгейма), а также карданный вал.

Тихоходная ступень выполняет основную нагрузочную функцию и реализуется как классический механизм $2K-H$ с одинарным сателлитом. В дальнейшем, для краткости, будем называть его трехколесным планетарным механизмом. Известно, что это лучший из всех планетарных механизмов по своим конструктивным и энергетическим показателям и наиболее распространенный в разнообразных областях техники. Согласно проведенным исследованиям, расчетный КПД этого механизма равен $0,98...0,99$ [1]. Механизм прост в устройстве и эксплуатации. Он надежно работает при прямозубых колесах, что значительно упрощает конструкцию и трудоемкость изготовления передачи. Нарезание и шлифование прямых зуб-

ев не требует сложного специального оборудования. Рабочие поверхности зубьев имеют относительно низкую твердость 350 НВ. Материал зубчатых колес – недорогие конструкционные стали. Механизм хорошо изучен и имеет ряд конструктивных усовершенствований, обеспечивающих низкую металлоемкость, высокую технологичность и надежность.

К наиболее значительным усовершенствованиям конструкции следует отнести возможность применения плавающей центральной шестерни (рис. 3), а также установку сателлитов на сферических подшипниках.

Возможный диапазон передаточных отношений этой схемы $1,2...9$. Мы не рассматриваем варианты схемы с нижними пределами передаточного отношения. Практически полезный для использования в предлагаемом редукторе диапазон передаточных отношений лежит в пределах $3...8$. Теоретически возможна несколько более высокая верхняя граница до $9...10$. Однако такое исполнение порождает ряд конструктивных трудностей – растут радиальные габариты, возникает необходимость применять центральную шестерню с малым числом зубьев, конструкция теряет важное преимущество – компактность.

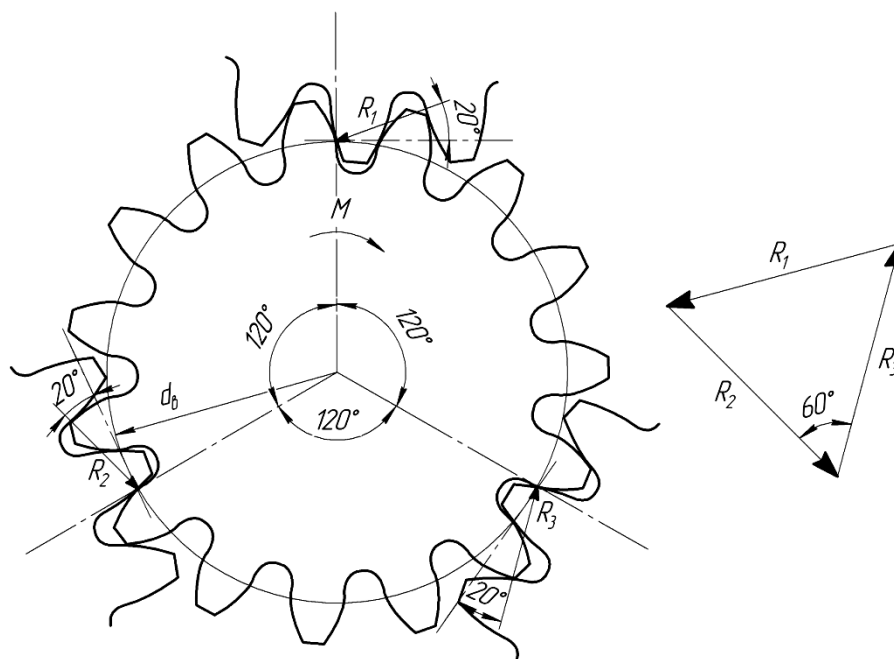


Рис. 3. Схема, поясняющая эффект «плавающей» центральной шестерни

Принятая нами концепция построения типового ряда двухступенчатых планетарных редукторов для диапазона наиболее востребованных мощностей 1...5 кВт состоит в следующем. Выбирается вариант трехколесного механизма, который представляется наиболее рациональным с конструктивной и технологической точки зрения, подбираются числа зубьев колес и определяется его передаточное отношение. Этот выбор в некоторой степени субъективен. Поскольку это основная силовая часть устройства, ее конкретные параметры определяют величину крутящего момента на выходе. По этому моменту рассчитывается модуль зубчатых колес. Для диапазона мощностей 1...5 кВт вариантов значений модулей должно быть немного, достаточно иметь модули 1,5; 2 и 3. Сокращение вариантов оправдано технологически и выгодно с экономической точки зрения.

Требуемое передаточное отношение обеспечивается соответствующей реализацией быстроходной ступени. Она обладает малыми габаритами, т. к. менее нагружена и менее металлоемка.

Обеспечение требуемого передаточного отношения здесь осуществляется простым изменением чисел зубьев пары колес и, возможно, модуля. Такой подход позволяет комплектовать различные варианты механизмов из ограниченного набора быстроходных и тихоходных ступеней и удовлетворять разные запросы потребителя. В то же время ограничение вариантов исполнения ступеней дает возможность улучшить качество изделий и удешевить производство за счет разработки и использования технологических настроек и приспособлений.

Удобным решением в данной конструкции является соединение посредством карданного вала сателлита двухколесного механизма и плавающей центральной шестерни. Карданный вал обеспечивает передачу вращения сателлита на плавающую центральную шестерню. Благодаря этому механизм очень прост в сборке – быстроходная и тихоходная ступени собираются по отдельности, а затем легко объединяются в один агрегат посредством карданного вала.

В разработанном нами трехколесном планетарном механизме приняты, с

учетом выполнения условия сборки механизма, следующие числа зубьев колес: $Z_1 = 23$, $Z_2 = 25$, $Z_3 = 73$. При таких числах зубьев обеспечивается передаточное отношение $i = 4,173$.

Определим КПД механизма, основываясь на методике В. Н. Кудрявцева [1]:

$$\eta = 1 - \frac{\psi^H}{1 + |i_{31}^H|}, \quad (1)$$

где ψ^H – коэффициент потерь в зацеплениях $Z_1 \dots Z_2$ и $Z_2 \dots Z_3$; i_{31}^H – передаточное отношение от колеса 3 к колесу 1 при установленном водиле.

Зависимость для определения потерь в зацеплении, согласно [1], имеет вид:

$$\begin{aligned} \psi^H &= \psi_{12}^H + \psi_{23}^H = \\ &= 2,3f \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) + 2,3f \left(\frac{1}{Z_3} - \frac{1}{Z_2} \right), \end{aligned} \quad (2)$$

где f – коэффициент трения; для рассматриваемого типа передач рекомендуется принимать $f = 0,08$ [1].

Выполнив подстановки в формулу (2) и произведя вычисления, получим $\psi^H = 0,01$.

Далее имеем $i_{31}^H = 23/73 = 0,315$, тогда

$$\eta = 1 - \frac{0,013}{1 + 0,315} = 0,99.$$

Высокий КПД для трехколесного планетарного механизма получился потому, что здесь не учтены потери в подшипниках, однако их учет, если рассчитывать на использование подшипников качения, не должен привести к существенному изменению результата.

Известно, что в трехколесных планетарных механизмах при обычном коэффициенте потерь $\psi = 0,06$ коэффициент полезного действия не опускается ниже 0,94 [1].

Снижения нагрузки на быстроходную ступень можно добиться без увеличения габаритов передачи, если назна-

чить следующие числа зубьев колес: $Z_1 = 11$, $Z_2 = 31$, $Z_3 = 73$, при которых выполняется условие сборки. В таком случае передаточное отношение равно 7,636 и, следовательно, нагрузка на быстроходную ступень при сохранении прежних основных размеров уменьшится в 1,75 раза. Это повысит долговечность наиболее слабой части редуктора – быстроходной ступени. На этой основе можно создать усиленный вариант типового ряда планетарных редукторов, оставаясь в пределах того же размерного диапазона. Возможно также использование еще одного промежуточного варианта трехколесного планетарного механизма с числами зубьев $Z_1 = 15$, $Z_2 = 30$, $Z_3 = 73$, при котором передаточное отношение равно 6. Таким образом выстраивается ряд тихоходных ступеней с передаточными отношениями 4,17; 6 и 7,63. Это позволяет расширить гамму двухступенчатых планетарных механизмов, оставаясь в рамках одних габаритов.

В качестве быстроходной ступени, в принципе, может быть использован любой соосный механизм, рядовой или планетарный, что расширяет ряд возможных исполнений двухступенчатого механизма. Но наиболее рациональным в нашем случае представляется использование планетарного механизма схемы К–Н–V с разностью чисел зубьев колес внутреннего зацепления в один зуб. Далее для краткости будем называть его двухколесным планетарным механизмом.

В этом механизме возможны три варианта различных видов зацепления колес: эвольвентных колес с обычным 20° исходным контуром, эвольвентных колес с 30° исходным контуром и, наконец, колес с циклоидально-цевочным зацеплением. Нами экспериментально исследованы все три варианта, результаты исследований двух первых вариантов и их сравнение приводятся ниже.

Использование обычных эвольвентных зубчатых колес с 20° исходным контуром зубьев представляется, на первый взгляд, наиболее простым из-за

широкой распространенности такого зацепления. Однако в практическом исполнении возникает ряд трудностей.

Во-первых, из-за малой разности чисел зубьев сателлита и неподвижной шестерни в один–два зуба (а только такой вариант передачи обеспечивает большое передаточное отношение) возникает интерференция зубьев второго рода, т. е. наложение головок зубьев колеса и сателлита. При разности чисел зубьев, равной единице, если не произвести определенную модификацию зубьев, такая пара колес вообще не собирается. Для того чтобы собрать передачу, нужно либо значительно подрезать колеса по окружности вершин, что нежелательно с точки зрения коэффициента перекрытия, либо уменьшить толщину зуба сателлита, тем самым ослабив его, либо, наконец, нарезать оба колеса со смещениями разного

знака, что также неблагоприятно для прочности колес.

Определение оптимальных величин требуемых смещений представляет отдельную исследовательскую задачу. Однако и эти меры не решают ее полностью. Интерференция второго рода остается, но она выражается в том, что хотя передача и собирается, возникает внеполюсное зацепление – зубья входят в контакт одновременно слева и справа на некотором удалении от межосевой линии, соединяющей центры колес. Сателлит «зависает» на этих зубьях, вследствие чего зубья, находящиеся на межосевой линии, вообще не соприкасаются между собой. «Зависание» колес хорошо видно на фотографии реализованной нами передачи (числа зубьев 90 и 89, модуль 1 мм) на рис. 4.

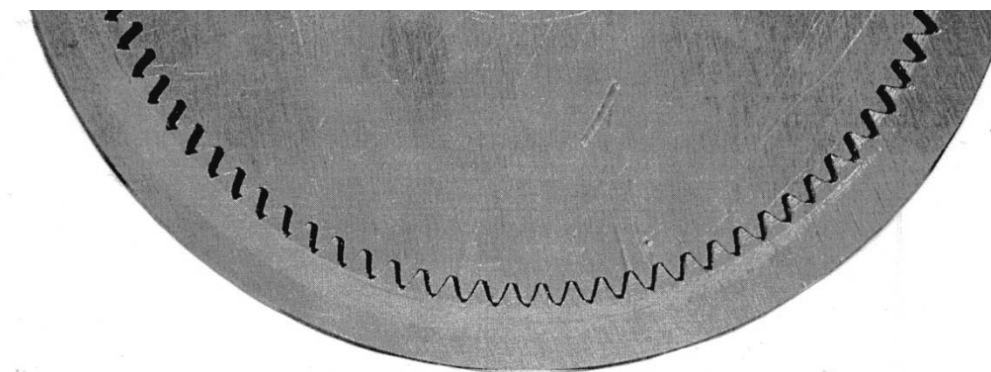


Рис. 4. Внутреннее зацепление со смещением колес с разницей чисел зубьев в один зуб (модуль 1 мм, число зубьев колеса с внутренними зубьями 90, коэффициент смещения +1, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения +0,2)

Передача на рис. 4 работоспособна и даже имеет определенное достоинство, состоящее в том, что при правильном выборе межцентрового расстояния возникает беззачерное зацепление из-за того, что зубья слева и справа касаются левым и правым боковым профилем. Это свойство уже было использовано нами при создании беззачерных планетарных передач [6].

Заметим, что теоретическое определение величины межцентрового рас-

стояния, обеспечивающего нужное зацепление, из-за «зависания» колес представляет столь сложную геометрическую задачу, что она, по-видимому, не имеет строгого аналитического решения. Для практического установления требуемого межосевого расстояния следует применить специальное устройство регулирования эксцентриситета. Таким устройством могут быть два эксцентрика с дифференциальным шпоночным соединением [7]. Таким образом можно

получить кинематически ценную беззазорную передачу. Однако более существенно для нашего случая то, что из-за удаления точек соприкосновения зубьев от полюса зацепления возрастает величина скольжения зубьев и, как следствие, увеличиваются потери на трение и существенно снижается КПД передачи.

Было изготовлено и испытано в лабораторных условиях большое число работоспособных двухколесных планетарных передач с разностью чисел зубьев в один зуб, реализующих широкий диапазон передаточных отношений от 30 до 180. В результате можно констатировать, что создание двухколесных планетарных механизмов этой схемы для силовых передач, реализующих в одной ступени большое передаточное отношение, не целесообразно из-за ог-

раниченного усилия, которое может воспринимать одна пара зубьев в зацеплении, и снижения КПД. В то же время использование этого варианта зацепления в качестве быстроходной ступени двухступенчатого механизма в ненагруженных передачах вполне возможно. Однако лучшие результаты даст использование зубчатых колес с 30^0 исходным контуром.

Даже из простого сравнения рис. 4...6 можно сделать заключение, что использование такого зацепления уменьшает «зависание» сателлита, а это, как обосновано выше, ведет к снижению потерь в зацеплении. Кроме того, из-за увеличенной толщины зуба увеличивается прочность колес и, следовательно, растет нагрузочная способность передачи.

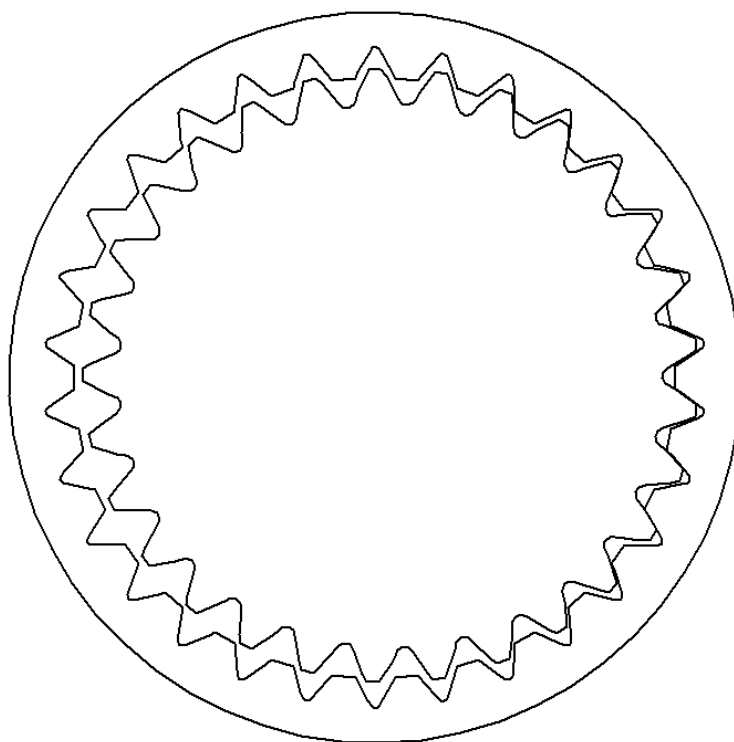


Рис. 5. Картина зацепления во внутренней передаче с разницей чисел зубьев в один зуб с использованием колес, нарезанных инструментом с исходным контуром 30^0 (модуль 1,5 мм, числа зубьев 30 и 29)

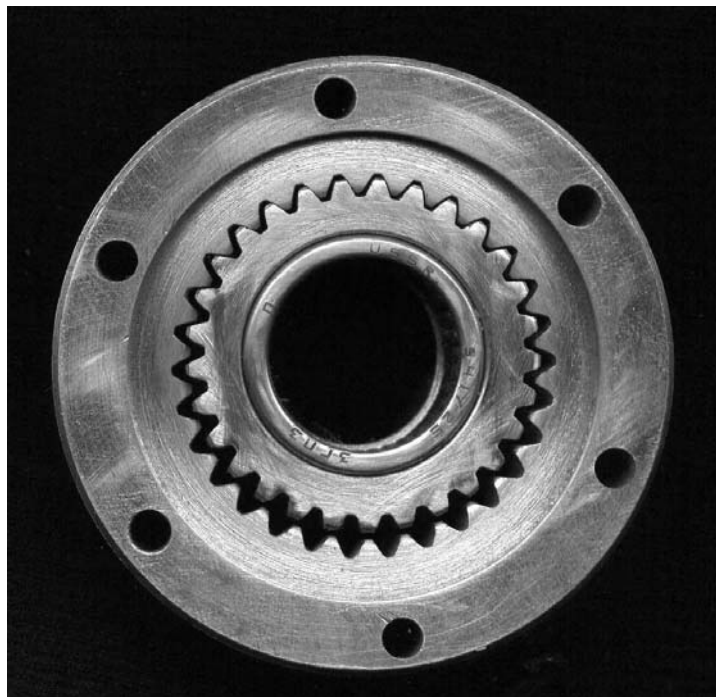


Рис. 6. Фотография реализованной передачи с внутренним зацеплением колес с 30° исходным контуром

Для соединения быстроходной и тихоходной ступеней необходимо специальное устройство. На рис. 2 на схеме механизма для этой цели использован

пальцевый карданный вал, фотография опытного образца которого представлена на рис. 7. Кинематика механизма подробно рассмотрена в [8].

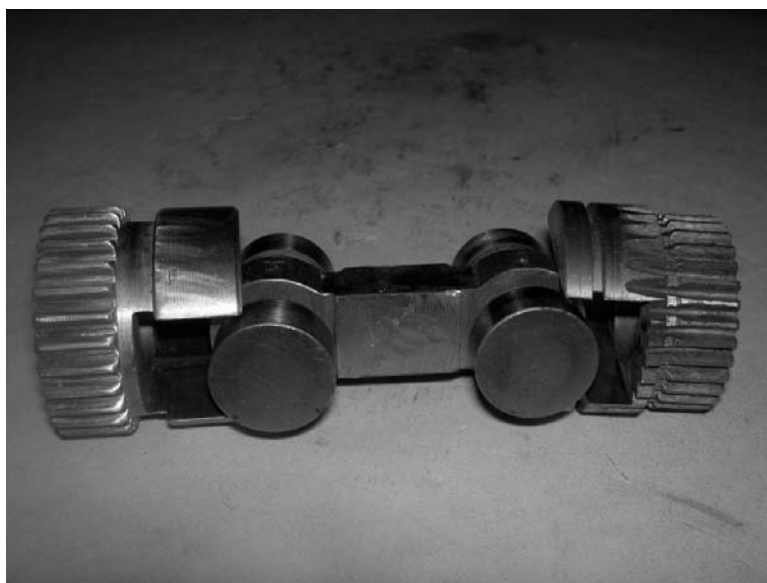


Рис. 7. Фотография пальцевого карданного вала с шестернями на концах

Карданный механизм представляет широко распространенное в транспортной технике устройство. Его основными преимуществами являются относительно низкая стоимость, простота конструкции, исключая необходимость сложной механической обработки, большой срок службы и удобство технического обслуживания. Механизм обеспечивает передачу вращающего момента в весьма ограниченных рабочих габаритах, он может иметь осевые перемещения, которые очень важны для компенсации неточности монтажа остальных устройств редуктора и обеспечения удобства сборки его ступеней.

Несмотря на некоторые отличия от известного карданного вала с шарнирами Гука на обоих концах, данная конструкция, в принципе, является его модификацией и подчиняется тем же кинематическим закономерностям. Прорези, в которые входят игольчатые подшипники, выполняют функцию вторых

шарниров.

Известно, что коэффициент полезного действия классического карданного вала с игольчатыми подшипниками очень высок. Согласно проведенным исследованиям, он зависит от угла наклона карданного вала и при углах, не превышающих 10^0 , даже при частичной нагрузке, т. е. нагрузке ниже номинальной, и частоте вращения 3000 мин^{-1} КПД вала выше 99,5 % [9].

В наших опытных конструкциях вала при его эффективной длине 50 мм и отклонению от срединного положения в 1 мм угол наклона составляет примерно 1^0 , что позволяет рассчитывать на высокий КПД.

При реализации физических моделей также использовался предложенный автором вариант крестовой муфты, в которой для уменьшения потерь на трение ползуны поступательных пар заменены втулками на пальцах, установленных на общей крестовине (рис. 8).



Рис. 8. Фотография опытного образца двухступенчатого планетарного механизма

Определим КПД двухколесного планетарного механизма схемы К–Н–V, руководствуясь методикой В. Н. Кудрявцева [1]. Формула для определения КПД механизма схемы К–Н–V имеет

следующий вид:

$$\eta = \frac{1 - \psi^H}{1 + Z_1 \psi^H},$$

где ψ^H – коэффициент потерь, равный сумме коэффициентов потерь в зацеплении (определяется по формуле, аналогичной формуле (2)), коэффициента потерь в подшипниках и коэффициента потерь в механизме.

Примем, что в данном случае в качестве механизма W используется карданный вал, для которого коэффициент потерь, как было показано выше, равен 0,005. Коэффициент потерь в подшипниках ориентировочно примем 0,001.

Коэффициент потерь в 30^0 зацеплении, подсчитанный по формуле (2), с учетом того, что это внутреннее зацепление с числами зубьев $Z_1 = 29$, $Z_2 = 30$, равен 0,00025. В итоге получаем $\psi^H = 0,0062$, $\eta = 0,842$.

Коэффициент полезного действия двухступенчатого планетарного механизма равен произведению коэффициентов полезного действия быстроходной ступени, карданного вала и тихоходной ступени. В данном случае он равен:

$$\eta = 0,842 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 0,829.$$

Проведенные натурные испытания такой передачи в качестве быстроходной ступени, а также в качестве самостоятельной передачи дали положи-

тельные результаты для нагруженных передач.

На рис. 8 приведена фотография опытного образца двухступенчатого планетарного механизма, разработанного и испытанного авторами. В данном варианте в качестве соединительного устройства ступеней использована крестовая муфта.

Выводы

Предложен типовой ряд планетарных механизмов, основанный на новой, патентнозащищенной схеме двухступенчатого планетарного механизма, включающего быстроходную ступень, выполненную по схеме двухколесного планетарного механизма К–Н–V, и тихоходную ступень, выполненную по классической схеме трехколесного планетарного механизма 2К–Н. Механизмы конструктивно просты и обладают высоким КПД при передаточных отношениях в диапазоне 50...120 и мощности двигателя 1...5 кВт. Благодаря модульной схеме компоновки они удобны для организации производства на предприятиях общего машиностроения и позволяют производить редукторы с широким спектром характеристик при сохранении общей элементной базы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с.
2. Теория механизмов : учеб. пособие для вузов / Под ред. В. А. Гавриленко. – М. : Высш. шк., 1973. – 509 с.
3. Юдин, В. Л. Теория механизмов и машин / В. Л. Юдин. – М. : Высш. шк., 1977. – 526 с.
4. Пат. 5960 РБ F 16 H 55 / 00. Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20090632 ; заявл. 17.07.09 ; опубл. 08.02.10. – 3 с.
5. Пат. 7322 РБ F 16 H 55 / 00. Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20100703 ; заявл. 13.04.98 ; опубл. 30.05.02. – 3 с.
6. Борисенко, Л. А. Исследование кинематики безлюфтовых передаточных планетарных механизмов для мехатронных модулей движения / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 21–30.
7. Крайнев, А. Ф. Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – М. : Машиностроение, 1987. – 560 с.
8. Борисенко, Л. А. Кинематика планетарного редуктора с пальцевым карданом / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 61–69.

9. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Веркер [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1982. – 463 с.

Статья сдана в редакцию 7 июня 2012 года

Леонид Анатольевич Борисенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-45-18-48.

Дмитрий Николаевич Калеев, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-28-14-13.

Leonid Anatolyevich Borisenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-45-18-48.

Dmitry Nikolayevich Kaleyev, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-336-28-14-13.

УДК 621.833

П. С. Гончаров

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЕЦЕССИОННОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ ЕЕ СТРУКТУРНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

UDC 621.833

P. S. Goncharov

BASIC PARAMETERS OF PRECESSION ROLLER TRANSMISSION WITH DIFFERENT VERSIONS OF ITS STRUCTURAL MAKE

Аннотация

Приведены различные структурные схемы прецессионной роликовой передачи. Даны формулы для расчета основных параметров, при которых обеспечивается минимум механических потерь в прецессионном зацеплении, а также максимально возможная плавность вращения выходного вала передачи. Показан конкретный пример применения одной из структурных схем прецессионной роликовой передачи в приводе сельскохозяйственной электрической лебедки. Приведены результаты заводских и эксплуатационных испытаний.

Ключевые слова:

прецессионная передача, роликовые тела качения, точка прецессии, угол нутации, эксцентриковый вал, планетарное движение, зубчатое зацепление.

Abstract

Different structural schemes of precession roller transmission are presented in the paper. Formulas for calculating basic parameters are given which ensure minimum mechanical losses in the precession engagement and also the highest possible smoothness of rotation of the transmission output shaft. A concrete example of applying one of structural schemes of the precession roller transmission in the drive of an agricultural electric winch is shown. The results of its factory and maintenance testing are given.

Key words:

precession transmission, roller solid of revolution, precession point, nutation angle, eccentric shaft, planetary motion, gearing.

Планетарные прецессионные передачи выгодно выделяются благодаря своей компактности и могут быть реализованы в различных структурных исполнениях. Редукторы, разработанные на базе прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V и 2К–Н, нашли свое применение во многих областях хозяйства. Они используются в приводах контактных разъединителей на электрифицированных участках железной дороги, в качестве редуцирующих устройств в подъемно-тяговых механизмах, а также в приводах строительно-отде-

лочной техники.

Особый интерес вызывает исполнение прецессионной роликовой передачи с роликовыми телами качения при использовании в ее зацеплении круговых профилей контактирующих с ними зубьев [1].

На рис. 1 приведена конструкция прецессионной роликовой передачи (ПРП) с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения на выходной вал при помощи угловой муфты. ПРП состоит из корпуса 6, косоугольного кривошипа 1, составляющего посредством

подшипника сферическую пару с сателлитом 2. При вращении косоугольного кривошипа 1 сателлит 2 совершает колебательное движение. При этом одновременно происходит взаимодействие зубьев, выполненных на наружной поверхности сателлита 2, имеющих профиль зубьев звездочки цепной передачи, с неподвижно закрепленными в корпусе 6 коническими роликами 4, оси которых параллельны оси вращения ведущего вала. Благодаря такому взаимодействию сателлит 2 получает также и вращательное движение во-

круг своей оси. Вращение с сателлита 2 передается на ведомый вал 3 с помощью шариковой угловой муфты 5.

Приведенной выше конструкции прецессионной роликовой передачи, изображенной на рис. 1, соответствует структурная схема, приведенная на рис. 2.

Ниже приведены зависимости для определения основных параметров прецессионной роликовой передачи типа К-Н-V, структурная схема которой изображена на рис. 2.

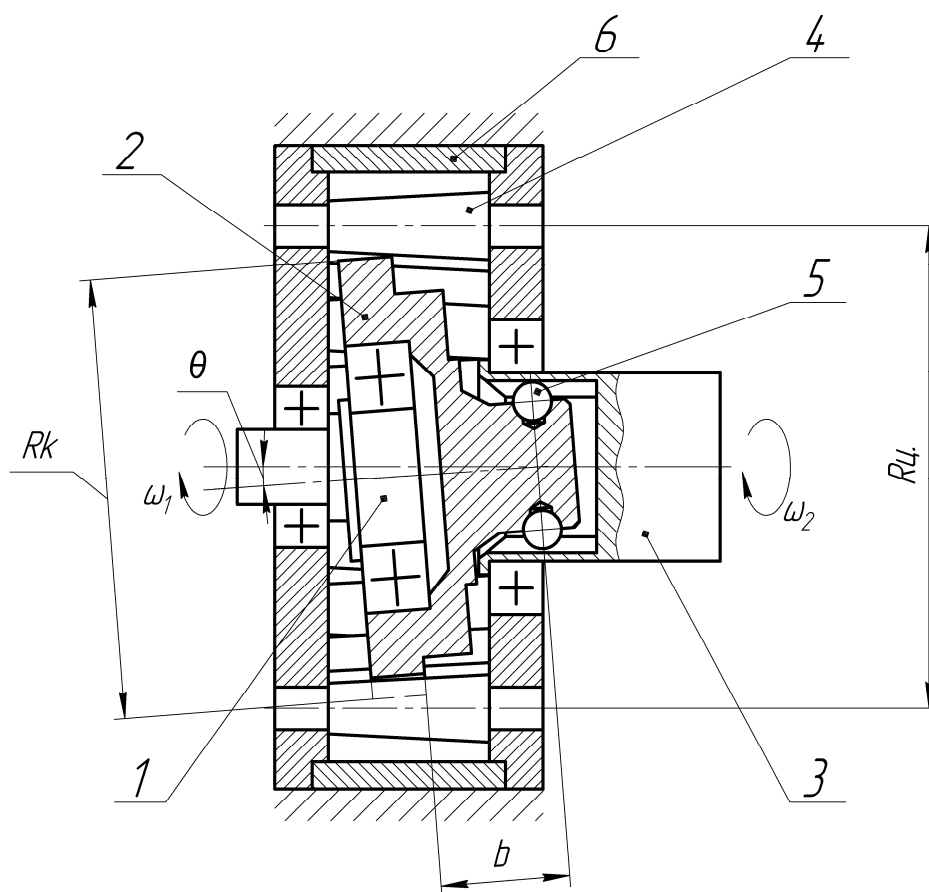


Рис. 1. Конструкция прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения при помощи угловой муфты: 1 – косоугольный кривошип; 2 – сателлит; 3 – выходной вал; 4 – конические ролики; 5 – муфта; 6 – корпус передачи

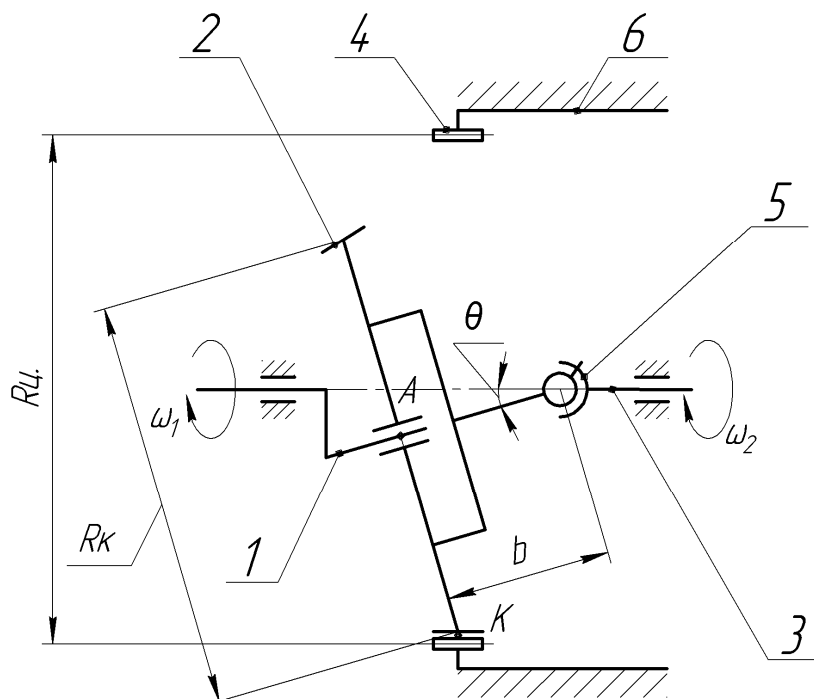


Рис. 2. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения при помощи угловой муфты

Основной кинематической характеристикой прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V является передаточное отношение, которое определяется по известной формуле, полученной на основе теоремы Виллиса [2]:

$$i = -\frac{1}{\frac{z_3}{z_2} - 1}, \quad (1)$$

где z_2 – число зубьев сателлита; z_3 – число зубьев центрального колеса (число конических роликов).

Для обеспечения минимальных значений механических потерь необходимо расположить зубчатый венец сателлита на определенном расстоянии от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа до сателлита (на расстоянии b) [3].

Для этого определим скорость точки A наклонного кривошипа на расстоянии b от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа:

$$V_A = \omega_1 \cdot b \cdot \sin \theta, \quad (2)$$

где ω_1 – входная угловая скорость; b – расстояние от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа до сателлита; θ – угол нутации.

Выбрав точку A за полюс, запишем выражение для расчета скорости точки контакта K зубьев сателлита с неподвижными телами качения относительно точки A :

$$V_{KA} = \omega_2 \cdot R_K, \quad (3)$$

где ω_2 – выходная угловая скорость; R_K – делительный радиус сателлита.

Для определения параметра b необходимо приравнять скорости V_A и V_{KA} , что позволит обеспечить минимальное значение механических потерь в зоне контакта зубьев сателлита 2 и конических роликов 4. В результате получим следующую зависимость:

$$b = \frac{R_K}{i \cdot \sin \theta}, \quad (4)$$

где i – передаточное отношение прецессионной роликовой передачи.

Следующим параметром, определяющим диаметральные размеры прецессионного редуктора, является радиус центров расположения роликов $R_{\text{Ц}}$ в корпусе передачи, который определяется исходя из геометрии передачи:

$$R_{\text{Ц}} = R_K \cdot \cos \theta + b \cdot \sin \theta. \quad (5)$$

Так как в планетарной роликовой передаче зубья сателлита представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи, тогда R_K определяется согласно выражению [4]

$$R_K = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)}, \quad (6)$$

где t – шаг цепи; Z – число зубьев сателлита.

Подставляя в формулу (4) значение делительного радиуса сателлита из формулы (5), получим

$$R_{\text{Ц}} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \cos \theta + b \cdot \sin \theta. \quad (7)$$

Используя для определения значения параметра b из формулы (3), окончательно запишем выражение для определения радиуса центров расположения роликов $R_{\text{Ц}}$ в корпусе передачи:

$$R_{\text{Ц}} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i} \right). \quad (8)$$

Ниже приведены аналогичные формулы для расчета основных параметров других структурных вариантов прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V.

Каждая из рассматриваемых структурных схем (рис. 3...5) отличается друг от друга следующим:

- во-первых, звеном, которое является неподвижным (муфта либо корпус передачи);
- во-вторых, звеном, на котором расположены роликовые тела качения (сателлитное колесо либо корпус передачи).

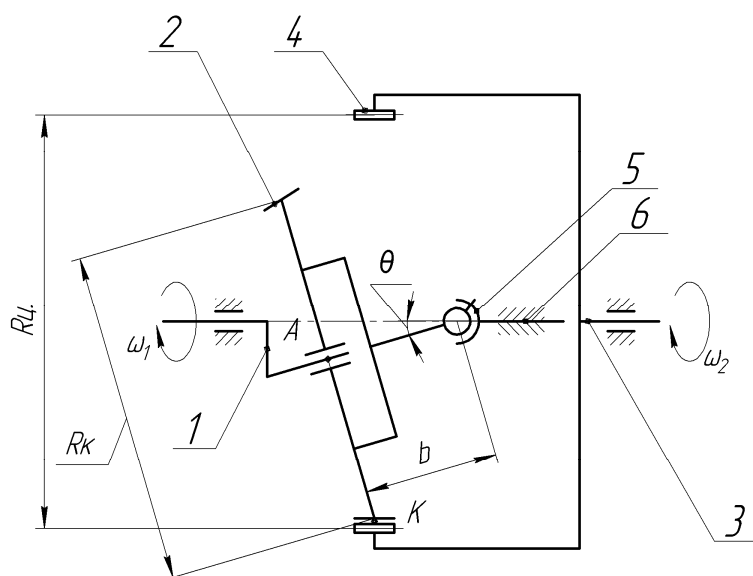


Рис. 3. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом сателлита, связанного с корпусом передачи с помощью угловой муфты

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_3}}; \quad b = \frac{R_K \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i - 1)}; \quad R_{\text{Ц}} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i - 1} \right).$$

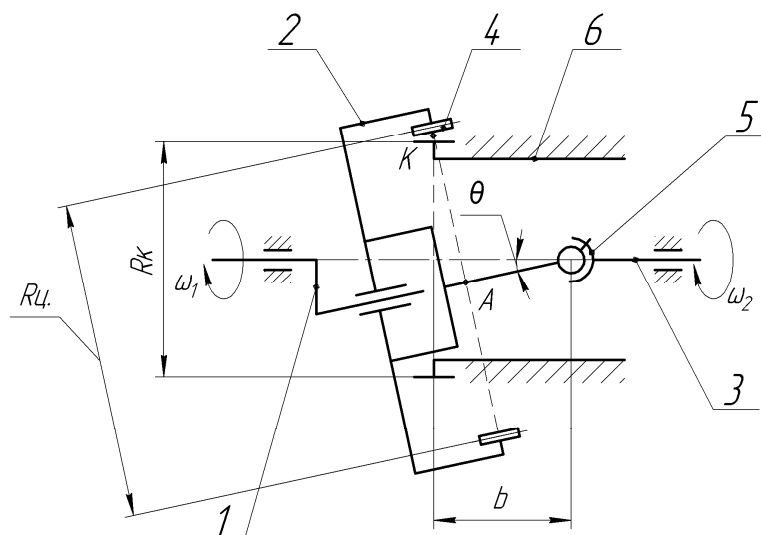


Рис. 4. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом центрального колеса со снятием вращения с помощью угловой муфты

$$i = -\frac{1}{\frac{z_2}{z_3} - 1}; \quad b = \frac{R_K \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i - 1)}; \quad R_{\text{Ц}} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i - 1} \right).$$

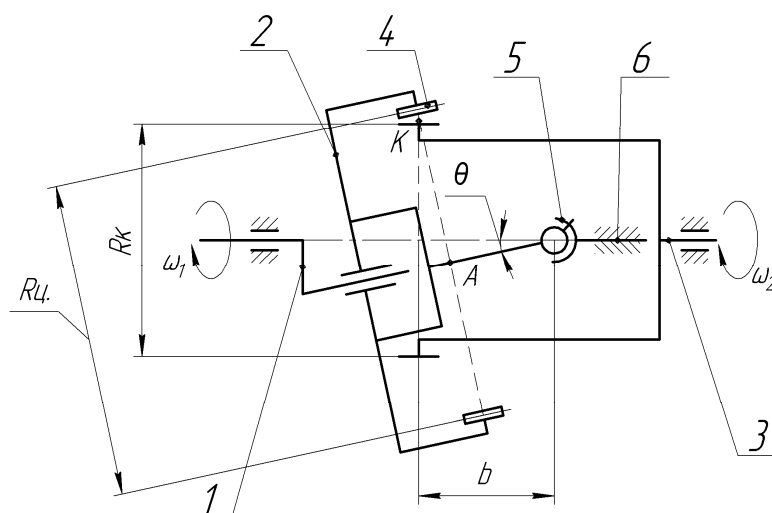


Рис. 5. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом центрального колеса, связанного с корпусом передачи с помощью угловой муфты

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_3}}; \quad b = \frac{R_K}{i \cdot \sin \theta}; \quad R_{\text{Ц}} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i} \right).$$

Приведем аналогичные формулы для расчета основных параметров прецессионной роликовой передачи для различных структурных схем типа 2К–Н. Передаточное отношение для всех приведенных схем (рис. 6...9) определяется по выражению

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}}, \quad (9)$$

где z_1 – число зубьев неподвижного колеса; z_2 – число зубьев венца сателлита, взаимодействующего с неподвижным колесом; z_3 – число зубьев венца сателлита, взаимодействующего с ведомым колесом; z_4 – число зубьев ведомого колеса.

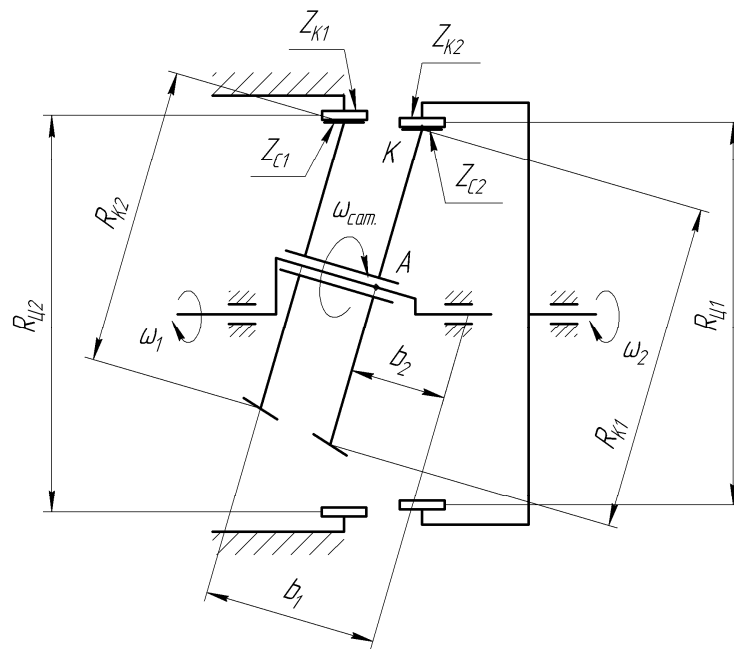


Рис. 6. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на первой ступени звеном, состоящим из роликовых тел качения

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_{\text{ред.}}}{i_1} \right)}{\sin \theta \cdot (i_{\text{ред.}} - 1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K1}}{i_1 \cdot \sin \theta};$$

$$R_{\text{Ц1}} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_{\text{ред.}}}{i_1} \right); \quad R_{\text{Ц2}} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i_1} \right).$$

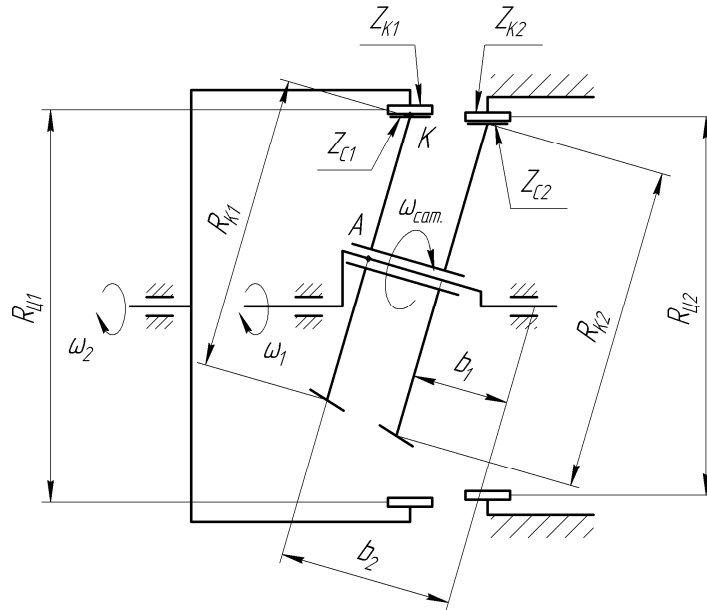


Рис. 7. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на второй ступени звеном, состоящим из роликовых тел качения

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_{\text{ред.}}}{i_1} - \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (1 + i_{\text{ред.}})}; \quad b_2 = \frac{R_{K1}}{i_1 \cdot \sin \theta};$$

$$R_{ц1} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{\frac{i_{\text{ред.}}}{i_1} - \cos \theta}{1 + i_{\text{ред.}}} \right); \quad R_{ц2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i_1} \right).$$

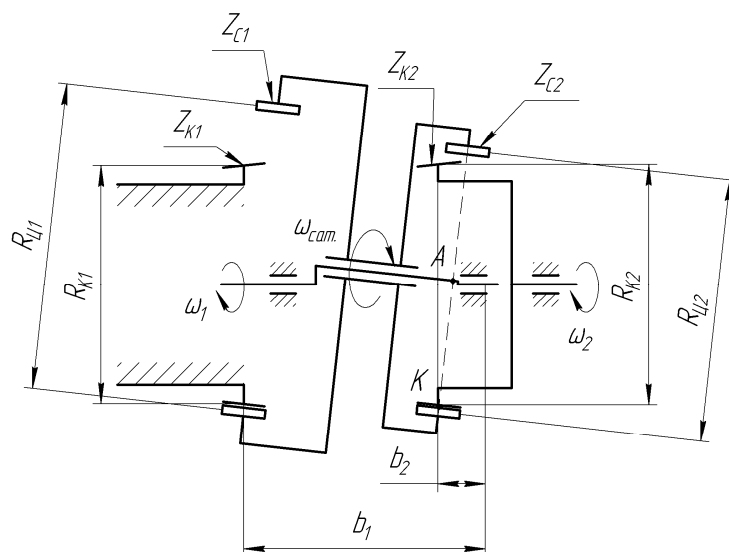


Рис. 8. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на первой ступени звеном с наружным зубчатым венцом

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i_1 - 1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_1}{i_{ред.}} + \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (i_1 + 1)};$$

$$R_{и1} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i-1} \right); \quad R_{и2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{\frac{i_1}{i_{ред.}} + \cos \theta}{i_1 + 1} \right).$$

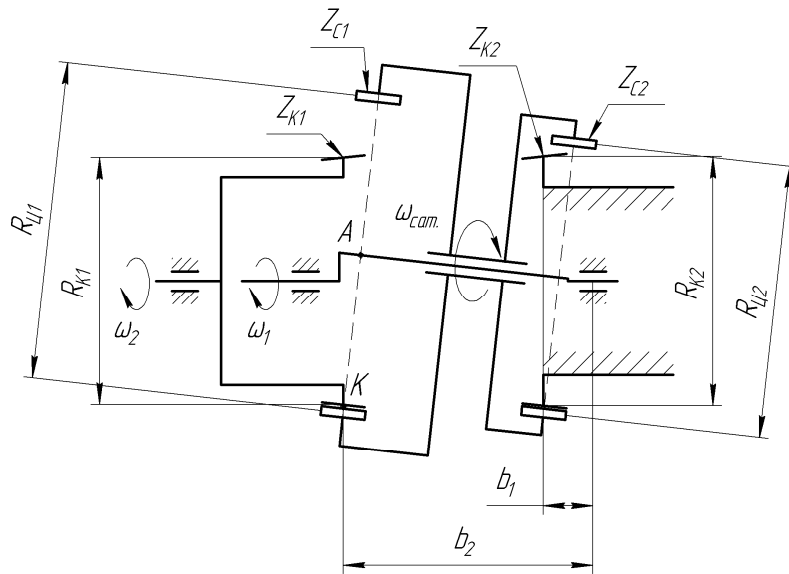


Рис. 9. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на второй ступени звеном с наружным зубчатым венцом

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_1}{i_{ред.}} - \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (1 - i_1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K2} \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i_1 - 1)};$$

$$R_{и1} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i-1} \right); \quad R_{и2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{\frac{i_1}{i_{ред.}} - \cos \theta}{1 - i_1} \right).$$

Практическая реализация структурной схемы, изображенной на рис. 8, была осуществлена при совершенство-

вании конструкции сельскохозяйственной лебедки, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтомаш». Изме-

нения заключались в замене двухступенчатой зубчатой передачи на прецессионный редукционный механизм, структурная схема которого показана на рис. 8.

Конструкция модернизированного привода сельскохозяйственной лебедки, размещенного внутри ее барабана, приведена на рис. 10.

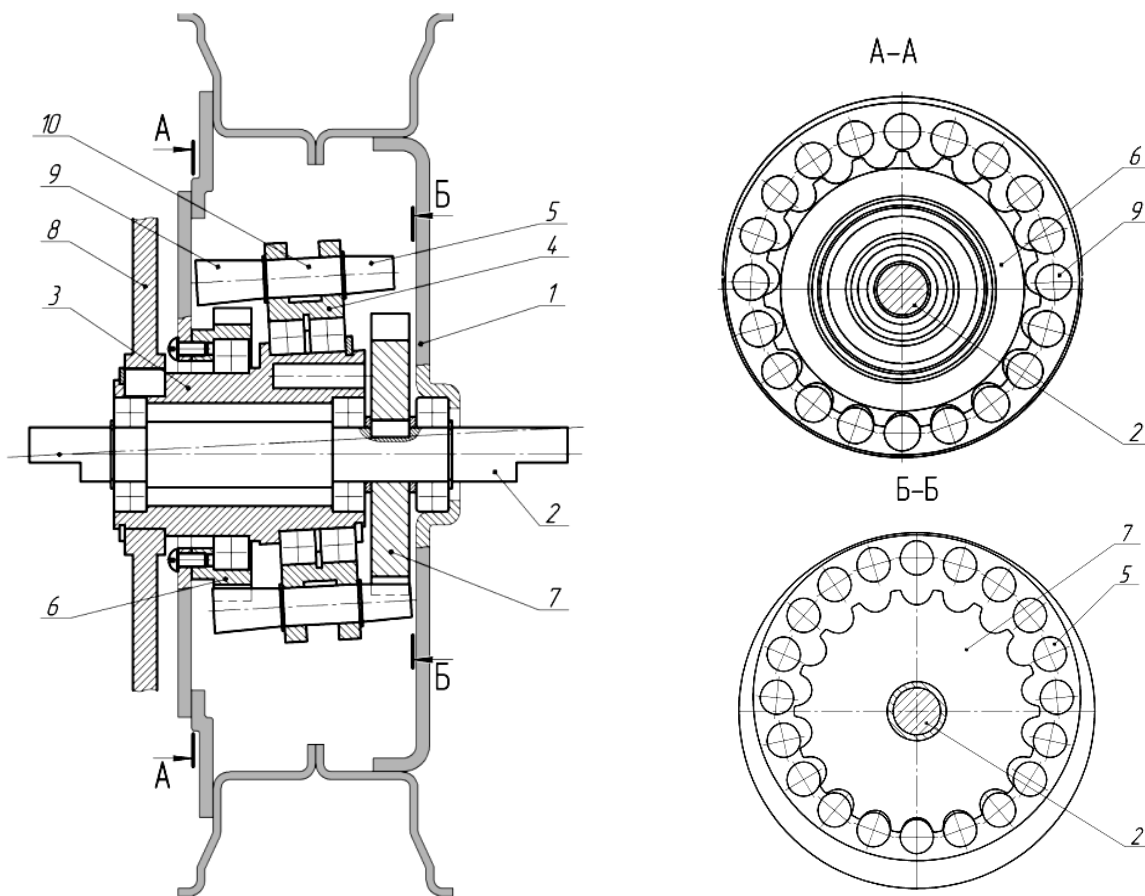


Рис. 10. Общий вид барабана лебедки, разработанной на основе прецессионной роликовой передачи

Прецессионный редукционный механизм работает следующим образом. Входное звено 3 приводится во вращение от шкива 8. Благодаря наличию наклонной эксцентричной цилиндрической поверхности входного звена 3 и размещенному на указанной поверхности посредством подшипников кольцу 4 правые консольные конические концы 5 роликов 10, расположенные равномерно по периметру в осевых отверстиях кольца 4, взаимодействуют с наружным центральным зубчатым колесом 7, жестко закрепленным с неподвижным основным валом 2. В результате указанного взаимо-

действия кольцо 4 наряду с колебательным движением, образуемым благодаря наклонной эксцентричной поверхности входного звена 3, получает также вращение относительно своей оси. Левые конические концы 9 роликов 10, совершающие указанные выше колебательное и вращательное движения, вступают во взаимодействие с зубьями наружного центрального зубчатого колеса 6, жестко связанного с барабаном 1. Результатом такого взаимодействия является вращение наружного центрального зубчатого колеса 6 вместе с барабаном 1 с угловой скоростью, которая определяется соот-

ношением числа роликов 10 и чисел зубьев наружных центральных зубчатых колес 6 и 7. Передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма, представленного на рис. 10, равнялось 19.

На рис. 11 и 12 представлены графические зависимости КПД и кинематической

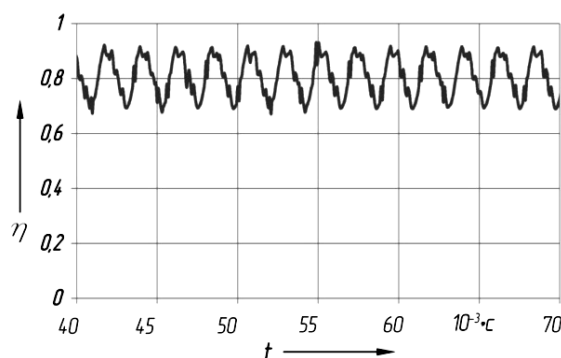


Рис. 11. График КПД при нагрузке 200 Н·м

тической погрешности от времени, полученные по результатам исследований компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма.

Подробно с методикой проведения компьютерных исследований можно ознакомиться в [5].

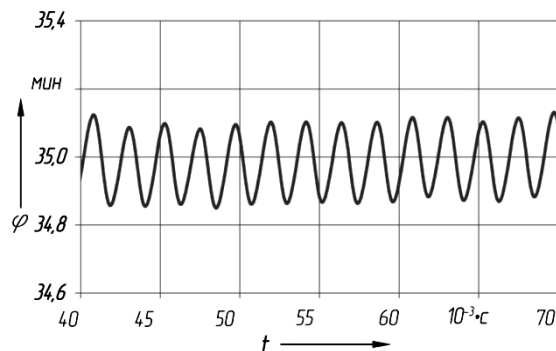


Рис. 12. График кинематической погрешности при нагрузке 200 Н·м

На стенде РУП завод «Могилевлифтмаш» были проведены испытания модернизированной лебедки по определению максимального тягового усилия, развиваемого приводом с прецессионным редуцирующим механизмом, в результате которых было определено, что максимальное тяговое усилие лебедки составило 2700 Н, что на 700 Н выше, чем тяговое усилие привода серийно изготавливаемой лебедки.

Лебедка сельскохозяйственная, разработанная на основе прецессионной роликовой передачи, малогабаритна, имеет

меньшую массу, а также более высокую канатоемкость по сравнению с лебедкой, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш». Благодаря использованию прецессионного редуцирующего механизма в конструкции лебедки сельскохозяйственной планируется снизить ее массу, уменьшить габаритные размеры и себестоимость изготовления лебедки в целом. Это позволит облегчить условия ее эксплуатации, расширить функциональные возможности, а также улучшить эргономические показатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарная прецессионная передача : пат. 14938 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 1 / 32 / П. Н. Громыко, И. В. Тусов, П. С. Гончаров ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20091553 ; заявл. 02.11.09 ; опубл. 30.06.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 4 с.
2. Скойбеда, А. Т. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с.
3. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологические аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с.
4. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / Под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 2. – 960 с.

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

Статья сдана в редакцию 5 июня 2012 года

Павел Станиславович Гончаров, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-43-78-01.

Pavel Stanislavovich Goncharov, senior lecture, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-43-78-01.

В порядке обсуждения

УДК 629.113

Е. В. Кузнецов

СТРУКТУРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ МАШИНЫ

UDC 629.113

E. V. Kuznetsov

THE STRUCTURE OF THE VEHICLE BRAKING CONTROL SYSTEM

Аннотация

Представлен критический анализ теории взаимодействия колеса с опорой. Дана новая интерпретация физического смысла для зависимости коэффициента сцепления шины относительно опоры от коэффициента скольжения. Описана математическая модель самоходной машины, учитывающая окружающую податливость шин и гистерезисные потери в них. Приведены результаты теоретических исследований процесса торможения машины с учётом скольжения колёс. Даны рекомендации по структуре системы управления торможением машины, подтверждающие правильность используемых технических решений.

Ключевые слова:

шина, коэффициент скольжения, коэффициент сцепления, математическая модель, гистерезисные потери, силовые факторы, дисперсия, кинематические факторы, система управления.

Abstract

The critical analysis of the theory of interaction of the wheel with the bearing surface is given. The paper presents a new interpretation of the physical meaning for the dependence of the coefficient of adhesion of the tire with the bearing surface upon the slip coefficient. The mathematical model of the self-propelled vehicle is described which considers circumferential flexibility of tires and hysteresis losses in them. The results of the theoretical research into the process of vehicle braking, which takes into account wheels slip, are given. Recommendations on the structure of vehicle braking control system are given, which confirm the correctness of the engineering solutions used.

Key words:

tire, slip coefficient, adhesion coefficient, mathematical model, hysteresis loss, force factors, dispersion, kinematic factors, control system.

Современные специалисты по колёсным и гусеничным машинам, рассматривая вопросы взаимодействия колеса с опорой, используют понятие **коэффициент скольжения** s шины относительно опоры [1, 2]. При этом приводятся графические зависимости коэффициентов сцепления φ шины с опорой от s (рис. 1).

Термин «**коэффициент скольжения**» объединяет три понятия – коэффициент буксования, коэффициент полезного действия колеса и коэффициент юза.

Вспомним, что при рассмотрении взаимодействия ведущего и тормозящего колёс с опорой вводятся специальные коэффициенты. Так, **коэффициент буксования** имеет место для ведущего колеса и определяется по зависимости

$$\sigma = \frac{v_t - v}{v_t}, \quad (1)$$

где v_t – теоретическая скорость перемещения оси колеса, то есть такая, которая бы имела место с данным радиусом

сом колеса r_k и угловой скоростью ω_k , но без скольжения; v – реальная (сред-

няя) скорость оси колеса при прохождении мерного участка.

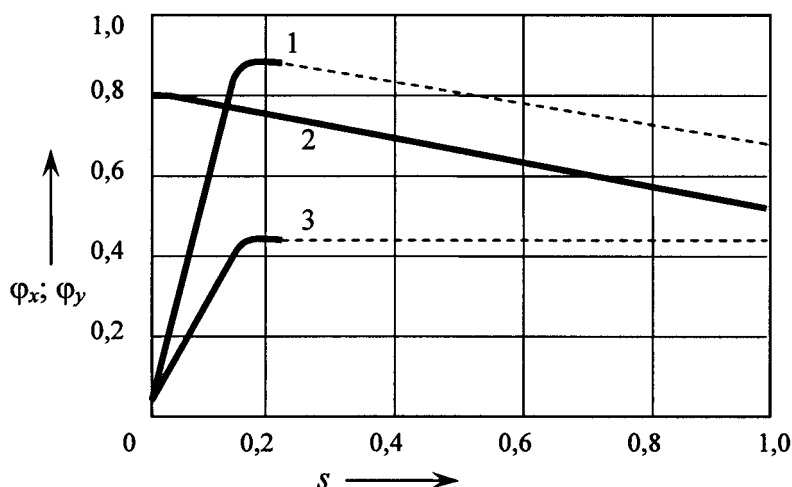


Рис. 1. Зависимости коэффициентов сцепления шины в продольном ϕ_x и поперечном ϕ_y направлениях от коэффициента скольжения s : линия 1 соответствует ϕ_x ; линия 2 – ϕ_y для сухого асфальта; линия 3 – ϕ_x для мокрого асфальта. Штриховые участки – так называемый неустойчивый режим движения

Иногда вместо коэффициента буксования используется понятие **КПД колеса**, вычисляемое как

$$\eta_k = \frac{v}{v_t} = 1 - \sigma. \quad (2)$$

Для тормозящего колеса имеет место **коэффициент юза**, который оценивают по выражению

$$\zeta = \frac{v - v_t}{v} = 1 - \frac{1}{\eta_k} = \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (3)$$

То есть все три понятия имеют однозначную связь. Поэтому иногда они заменяются одним термином – «коэффициент скольжения», тем более, что закономерности, связывающие коэффициенты сцепления с коэффициентами буксования и юза, одинаковы. Однако неубедительным является объяснение физического смысла самого термина «коэффициент скольжения». Например, анализируя графики на рис. 1, нетрудно заметить, что наибольший ко-

эффициент сцепления имеет место при скольжении около 20 %. То есть желательно, чтобы колесо работало в этой зоне. Тогда и тормозной путь минимален и сила тяги максимальна – в зависимости от режима работы колеса. А что, собственно, означает скольжение в 20 %? Объясняют это так – 20 % поверхности пятна контакта эластичной (резиновой) шины с опорой скользят относительно её, а остальные 80 % нет. То есть скольжение имеет геометрический смысл. А если шина менее эластична? Она что, не может частично скользить относительно опоры? Или стальная гусеница не может работать в режиме буксования или юза? Тем более, что при начале скольжения хотя бы одного квадратного миллиметра поверхности пятна контакта шины с опорой мгновенно увеличивается нагрузка на остальную поверхность и неизбежно начнётся скольжение всей площади контакта. В связи с этим невольно приходит на ум фраза из романа Михаила Булгакова «Мастер и Маргарита» по

поводу «осетрины второй свежести». Ведь свежесть либо она есть, либо её нет. Точно также скольжение. Налицо определённый абсурд и в объяснении термина «коэффициент скольжения», и в интерпретации графиков рис. 1.

Наиболее просто разобраться в данном вопросе можно с помощью математического моделирования, например, процесса торможения двухколёсного мотоцикла.

Вначале определимся с необходимой и достаточной сложностью модели. Как показали исследования многих авторов, на процесс торможения самоходной машины весьма существенное влияние оказывают подвески колёс, так как имеют место значительные колебания подрессоренной массы машины. Также при моделировании динамики

торможения необходимо уделять особое внимание описанию движителя, радиальная и окружная (тангенциальная) жёсткости которого оказывают значительное влияние на процесс торможения при движении машины по любому микропрофилю. Кроме того, модель должна позволять имитировать воздействия оператора (мотоциклиста) на органы управления, в данном случае – на рычаг управления тормозом.

Для оценки тормозной динамики указанного двухколёсного мотоцикла используется «плоская» модель колёсной самоходной машины (рис. 2). Она учитывает наклон упругих стоек колёс, радиальную и окружную податливости шин, воздействие микропрофиля опорной поверхности на движитель, а водителя – на рычаг управления тормозом.

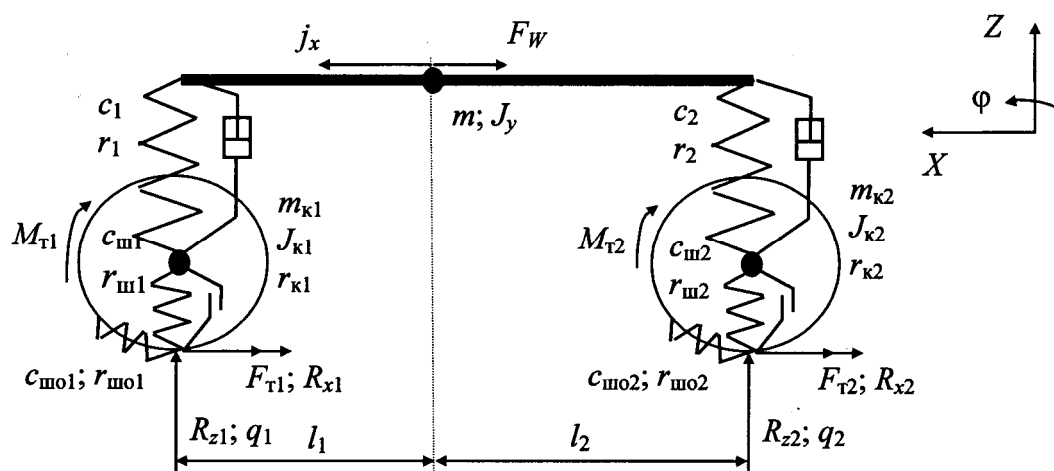


Рис. 2. Динамическая модель двухколёсной самоходной машины

Приведенная динамическая модель (расчётная схема) учитывает параметры:

$m_{к1}$, $m_{к2}$, m , $J_{к1}$, $J_{к2}$, J_y – массы переднего и заднего колёс, подрессоренная масса, моменты инерции колёс и подрессоренной массы вокруг оси Y ;

m_i – часть подрессоренной массы, сосредоточенная над подвеской i -го колеса;

R_{zi} , R_{xi} – нормальные и продоль-

ные реакции опорной поверхности соответствующего колеса;

F_W , $F_{\psi i}$, q_i – силы сопротивления воздуха, дороги и высота микропрофиля опорной поверхности под каждым колесом;

L , l_1 , l_2 – база машины и расстояния от центра масс подрессоренной части до линий действия сил передней и задней подвесок;

c_j , r_j – коэффициент жёсткости и

сопротивления j -й подвески;

$c_{шj}, c_{шoj}, r_{шj}$ – коэффициенты нормальных и окружных жёсткостей и сопротивлений шины j -го колеса;

M_{Ti}, F_{Ti} – тормозные моменты в колёсных тормозных механизмах и тормозные силы колёс;

φ_i – угол поворота колёс;

X, Z, φ – координаты положения поддрессоренной массы.

В модели приняты допущения:

- осто́в мотоцикла – твёрдое тело;
- поддрессоренная, неподдрессоренные и вращающиеся массы являются сосредоточенными;

- диссипативные силы пропорциональны скоростям, кроме окружных сил шин;

- учитываются только те упругие звенья, которые обеспечивают низшие гармоники собственных частот колебаний.

То есть мотоцикл рассматривается как динамическая система с сосредоточенными параметрами: корпус – подвеска – движитель, которая имеет семь степеней свободы.

Движение масс, обозначенных на динамической модели (см. рис. 2), описывается с помощью системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений, представленной в форме Даламбера. То есть, с одной стороны, от каждого знака равенства стоит сила инерции или инерционный момент, а с другой – сумма всех остальных сил или моментов, действующих на указанную сосредоточенную массу:

$$\begin{cases} Z''_{kj} m_{kj} = F_{шyj} + F_{шdj} - F_{yj} - F_{dj}; \\ Z''m = \sum F_{yi} + F_{di}; \\ \varphi'' J_y = (F_{y2} + F_{d2}) l_2 - (F_{y1} + F_{d1}) l_1 + \\ + \sum (F_{\psi i} - F_{шoyi} - F_{шodi}) h_g - F_W h_W; \\ \varphi''_{kj} J_{kj} = (F_{шoyj} + F_{шodj}) r_{kj} - M_{Tj}; \\ x''m = \sum \sum (F_{шoyi} + F_{шodi} - F_{\psi i}) - F_W, \end{cases} \quad (4)$$

где Z''_{kj}, Z'' – вертикальные ускорения колёс и центра масс машины; $\varphi'', \varphi''_{kj}$ –

угловые ускорения поддрессоренной части машины относительно поперечной оси Y и колёс вокруг своих осей вращения; $F_{шyj}, F_{шdj}, F_{yj}, F_{dj}$ – упругие и диссипативные нормальные силы (вдоль оси Z) соответствующей шины и подвески; $F_{шoyj}, F_{шodj}$ – упругие и диссипативные окружные силы шин; h_g, r_{kj} – высота центра масс машины и текущий (динамический) радиус j -го колеса, т. е. расстояние от оси вращения колеса до опорной поверхности.

Первое уравнение в системе (4) описывает вертикальные колебания каждого колеса машины при движении относительно состояния статического равновесия. Второе – вертикальные колебания центра поддрессоренной массы опять же относительно состояния статического равновесия, т. е. при неподвижной машине. Третье и четвертое – характеризуют угловые колебания поддрессоренной массы и колёс. Последняя зависимость описывает поступательное движение машины. Связь всех этих математических выражений осуществляется через силы и моменты, присутствующие в уравнениях. Скорости и перемещения каждой движущейся массы получались из соответствующего дифференциального уравнения с помощью метода численного интегрирования с интервалом времени (шагом) dt .

Упругие и диссипативные силы j -й подвески определялись по известным зависимостям, например, $F_{yj} = c_j \Delta Z_{kj}$, $F_{dj} = r_j \Delta Z'_{kj}$. Аналогично для упругих и диссипативных нормальных сил шин. Высота микропрофиля под каждым колесом на каждом шаге интегрирования dt задавалась с помощью генератора случайных чисел, где в качестве ограничений выступало предельное значение ординаты микропрофиля, которое вычислялось с помощью экспоненциально-косинусной нормированной корреляционной функции R_q^* для асфальтированной дороги I категории.

В данных исследованиях задавались следующие параметры:

1) время сжатия тормозных колодок $t_c = 1$ с;

2) площадь тормозных накладок тормозного механизма $A_{T1} = 129$ см²;

3) максимальные силы, сжимающие колодки: переднего колеса $F_{сж1} = 4000$ Н, заднего колеса $F_{сж2} = 1500$ Н, что соответствует максимальным давлениям сжатия тормозных накладок: $p_{T1} = 0,56$ МПа, $p_{T2} = 0,21$ МПа;

4) радиусы тормозных дисков $r_T = 0,21$ м;

5) масса машины $m = 200$ кг;

6) масса переднего колеса $m_{к1} = 10$ кг, заднего колеса $m_{к2} = 11$ кг;

7) база машины $L = 1,2$ м;

8) свободные радиусы колёс $r_1 = r_2 = 0,3$ м.

Данная математическая модель реализована на ЭВМ с помощью разработанной компьютерной программы Мот7, экранная заставка которой во время её работы при текущем моменте времени $t = 0,506$ представлена на рис. 3.

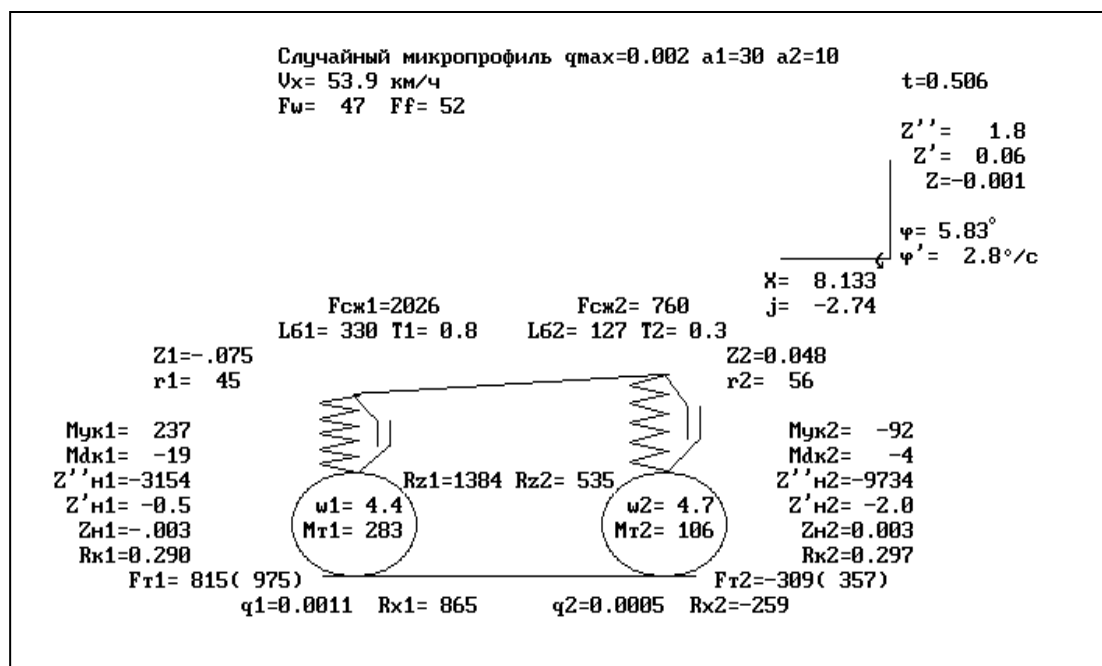


Рис. 3. Экранная заставка при работе программы Мот7, имитирующей процесс торможения машины

Учитывая, что на упругую и диссипативную окружные силы шины значительное влияние оказывает «сухое» трение (гистерезис шины), то его моделированию уделялось особое внимание. Так, при условии $F_{ш.оу} > F_{ш.ст}$ (где $F_{ш.ст}$ — ширина петли гистерезиса (статическая сила сопротивления)), их определяли по аналогии с одноимёнными нормальными силами подвесок и шин. Если же $F_{ш.оу} < F_{ш.ст}$, то использовались зависимости: $F_{ш.оу} = \text{const}$; $F_{ш.од} = 0$. При этом проверялось условие $|F_{ш.оу}| \leq R_x^{\max}$

($R_x^{\max}$ — максимальная продольная реакция опорной поверхности под соответствующим колесом, вычисляемая по известной зависимости из «Теории самоходных машин» как произведение нормальной реакции опорной поверхности R_z на коэффициент сцепления $\varphi_x^{\max}$).

На рис. 4...8 показано изменение некоторых характеристик при имитации процесса торможения мотоцикла со скоростью 60 км/ч.

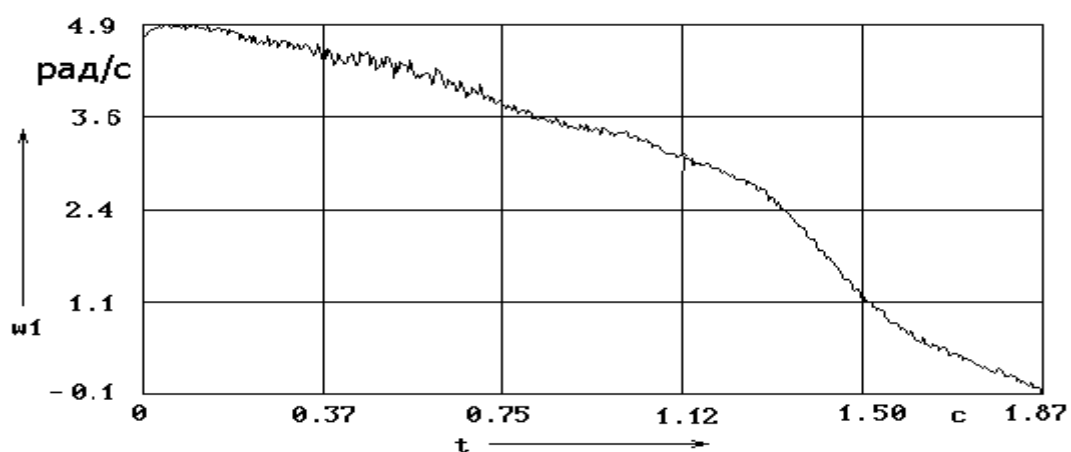


Рис. 4. Изменение угловой скорости переднего колеса

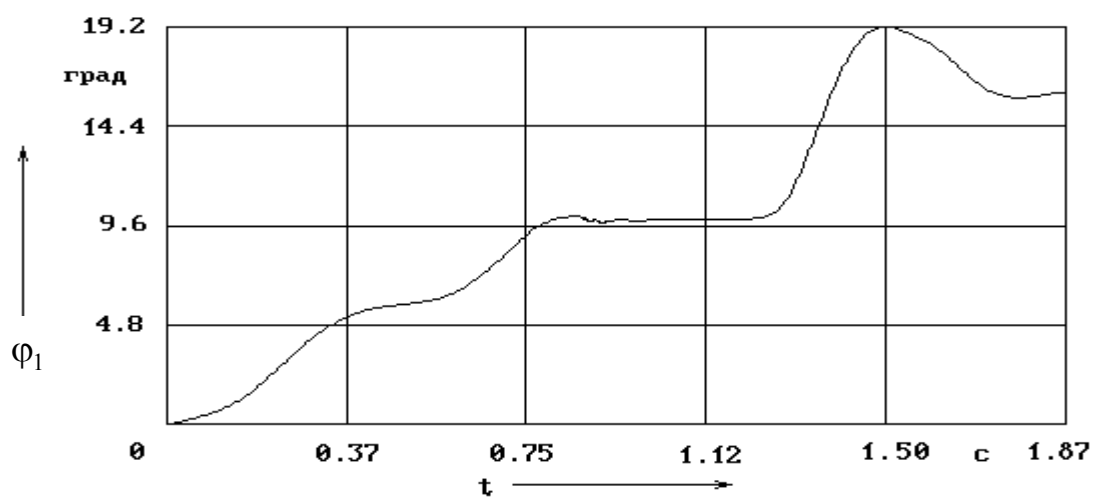


Рис. 5. Изменение продольного угла наклона поддрессоренной массы

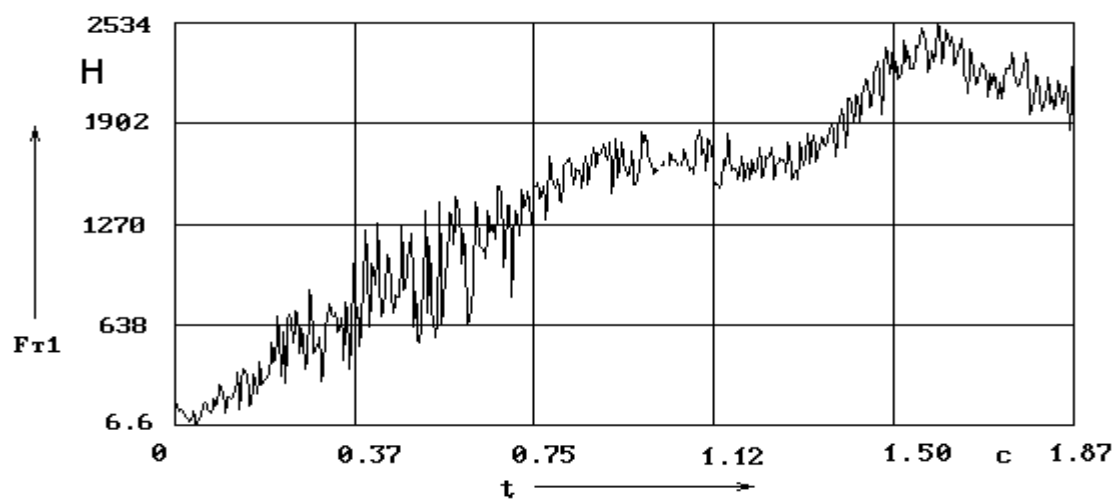


Рис. 6. Изменение тормозной силы переднего колеса

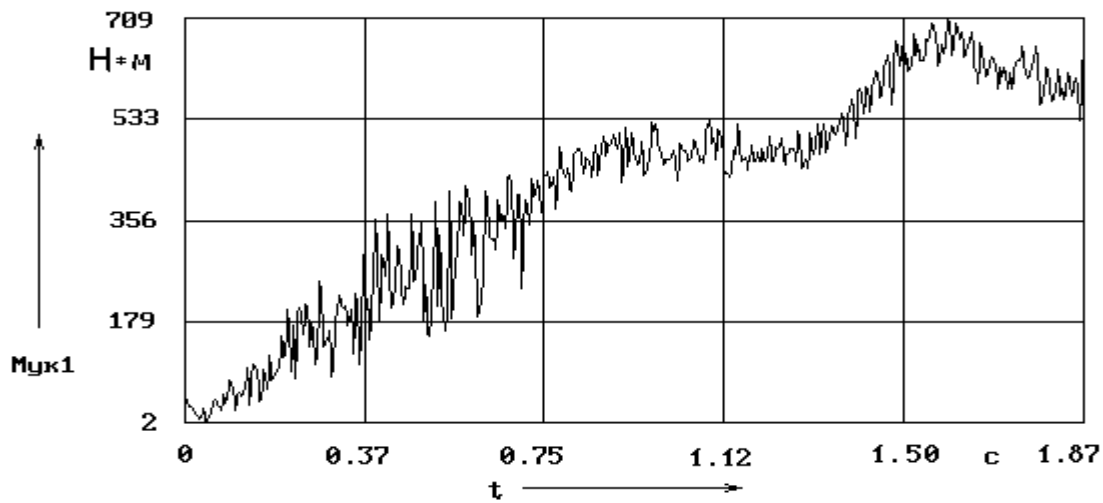


Рис. 7. Изменение момента упругих окружных сил переднего колеса

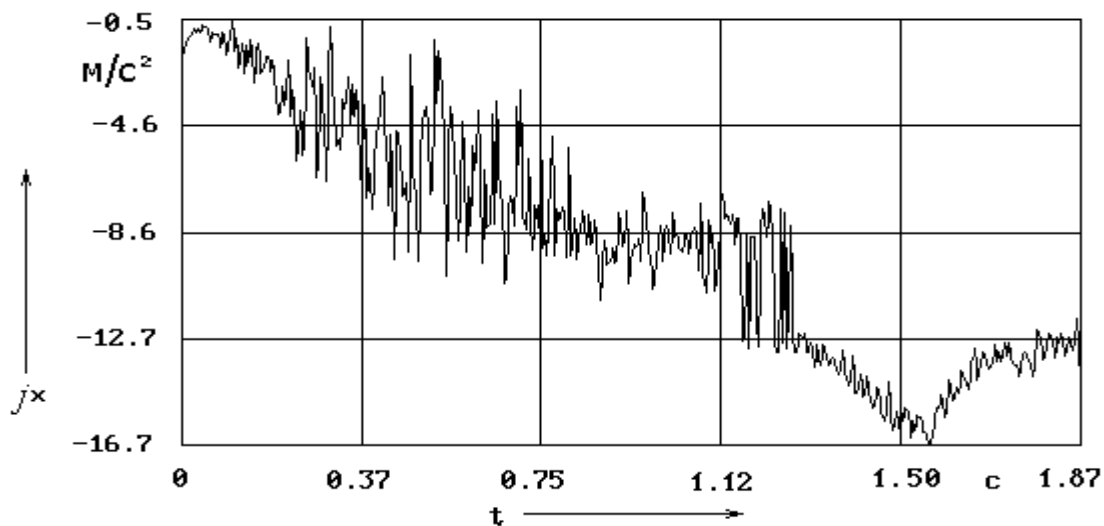


Рис. 8. Изменение продольного ускорения (замедления) мотоцикла

Заключение

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. При экстренном торможении лёгкого мотоцикла окружные силы колёс имеют значительные колебания с высокими частотами (порядка 120 Гц) и амплитудами (до 200 Н·м). Это объясняется как радиальной, так и окружной (тангенциальной или касательной) податливостями шин и инерционными

свойствами колёс и других частей машины.

2. Также колебательный характер, но на два порядка с меньшими амплитудами, имеют угловые скорости колёс. Причём как при торможении, так и при разгоне наблюдается как буксование, так и юз, что опять же связано с инерционно-упругими свойствами движителя, подвески, трансмиссии и несущей системы.

3. За счёт окружных и радиальных колебаний шин скольжение их по опоре прерывисто. Поэтому можно обоснованно предположить, что коэффициент скольжения, отражённый на рис. 1, имеет *временной смысл*. Например, коэффициент скольжения в 20 % означает, что при прохождении мерного участка 20 % времени шина скользит по опоре, а 80 % – имеет место чистое качение.

4. Исходя из вышеизложенного можно утверждать, что использовать в системе управления торможением ма-

шины в качестве информационных переменных силовые факторы (моменты на колёсах) значительно хуже, нежели кинематические (угловые скорости колёс). Ведь от любой системы управления, а от антиблокировочной системы тормозов в первую очередь, требуется, прежде всего, высокое быстродействие, чего добиться при больших дисперсиях информационных сигналов невозможно, так как, чем выше дисперсия сигнала, тем дольше период его осреднения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / В. А. Ким. – Могилёв : МГТУ, 2003. – 344 с. : ил.
2. **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск : Новое знание, 2004. – 400 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 4 июня 2012 года

Евгений Владимирович Кузнецов, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-41-99-05.

Yevgeny Vladimirovich Kuznetsov, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-298-41-99-05.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков

БРОНЗЫ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ПРОИЗВОДСТВА

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, I. A. Lozikov

ELECTRICAL BRONZES AND PECULIARITIES OF THEIR PRODUCTION

Аннотация

Рассмотрены основные группы бронз электротехнического назначения: состав, способы производства, свойства, достоинства и недостатки, области применения. Показана перспективность использования механически легированных лигатур при производстве хромовых и хромоциркониевых бронз; приведены их состав, структура и свойства.

Ключевые слова:

электротехнические бронзы: состав, структура, способы производства, свойства, механическое легирование, лигатуры.

Abstract

Basic groups of electrical bronzes are considered, including their composition, production techniques, properties, advantages and disadvantages, and areas of application. Good prospects for using mechanically alloyed master alloys in the production of chromium and chromium-zirconium bronzes are presented, as well as their composition, structure and properties.

Key words:

electrical bronzes: composition, production techniques, properties; mechanical alloying, master alloys.

Введение

Развитие таких важнейших отраслей народного хозяйства, как электротехника, энергетическое машиностроение, электроника, металлургия, автомобилестроение, авиастроение, промышленное строительство и др., явилось причиной расширяющегося с каждым годом серийного производства отдельной группы медных сплавов – низколегированных. Название сплавов указывает на ограничение содержания легирующих элементов. При этом однозначно установленного предела легирования сплавов такого типа не существует.

Обычно к низколегированным относят медные сплавы, в которых суммарная концентрация легирующих эле-

ментов не превышает 5 % и обеспечивает сохранение на достаточно высоком уровне всех положительных свойств меди при существенном увеличении температуры ее рекристаллизации, сопротивлению пластической деформации и разрушению. Несмотря на значительную условность, такой подход позволяет ограничить группу сплавов определенными рамками и тем самым установить общие закономерности их легирования, структуры, свойств, выбора схемы производства и параметров технологии изготовления полуфабрикатов [1, 2]. Благодаря высоким значениям тепло- и электропроводности, низколегированные медные сплавы в ряде случаев являются единственными материалами,

обеспечивающими необходимую работоспособность изделий, и их использование может быть одним из условий создания изделий новой техники.

Для повышения механических свойств низколегированные медные сплавы, как правило, подвергаются пластической деформации. Исходя из основного упрочняющего фактора они подразделяются на две группы – упрочняемые холодной пластической деформацией и дисперсными частицами.

Краткая характеристика основных групп материалов и способов их получения

Материалы, упрочняемые холодной пластической деформацией. К этой группе относятся некоторые латуни и бронзы со структурой двух- или многокомпонентного твердого раствора, которые по основным свойствам близки к меди. Известно, что холодная пластическая деформация меди со степенью, достигающей 80 %, повышает твердость и прочность и снижает электропроводность и пластичность. В нагартованном состоянии предел прочности при растяжении меди достигает 340...390 МПа, твердость – 800...1000 МПа. При этом относительное удлинение снижается до 1...2 %, а удельное электрическое сопротивление повышается с 0,0175 до 0,0182 мкОм·м. Наклеп сохраняется до температур, не превышающих 300 °С.

Легирование меди элементами, растворяющимися в основе, вызывает искажение кристаллической решетки, что приводит к повышению сопротивления сдвигу и снижению электропроводности. В двойных медных сплавах по влиянию на электропроводность все легирующие элементы делятся на две группы. К первой относятся Ag, Cd, Cr, Ca, Zn, Zr, Mg. Они, будучи введенными в количестве до 0,4...1,0 %, уменьшают электропроводность на относительно небольшую величину. Все остальные элементы резко снижают элек-

тропроводность меди. Среди них наиболее отрицательно на это свойство влияют P, As, Ti, Si, Fe, Co. Поэтому их следует считать вредными в медных сплавах для электрических проводников. Упрочнение от образования твердого раствора так же, как и вызываемое наклепом, заметно ослабевает при повышении температуры и практически снимается при нагреве до $0,5T_{пл}$ основы. Влияние холодной пластической деформации на физико-механические свойства твердорастворных сплавов подобно влиянию на медь. Основными недостатками материалов этой группы являются низкие значения прочности и жаропрочности, а также повышенное электрическое, что ограничивает их применение для изготовления изделий электротехнического назначения.

Наиболее эффективным способом повышения физико-механических свойств медных материалов электротехнического назначения для изделий, работающих в жестких температурно-силовых условиях, например, электроды контактной сварки, является *упрочнение дисперсными частицами*, имеющими относительно высокие значения термодинамической стабильности и модуля сдвига. В зависимости от природы упрочняющих частиц, определяющих способ получения и свойства материалов, последние делятся на дисперсно-упрочненные и дисперсионно-твердеющие.

Дисперсно-упрочненные материалы. Дисперсно-упрочненные сплавы относятся к порошковым нульмерным композиционным [3–5] и выгодно отличаются от одномерных (волоконистых), двумерных (слоистых) материалов этого класса изотропностью структуры и свойств, универсальностью, а также относительной простотой производства. Структура их представляет собой матрицу из металла или сплава, в которой равномерно на заданном расстоянии одна от другой распределены дисперсные частицы упрочняющей фазы, химически

не взаимодействующие с матрицей и не растворяющиеся в ней, искусственно вводимые в исходную шихту или формирующиеся в результате взаимодействия между компонентами композиции. В качестве последней используются термодинамически стабильные соединения с высоким значением модуля сдвига – оксиды, карбиды, нитриды, бориды, интерметаллиды [6, 7]. Теория дисперсного упрочнения основана на взаимодействии дисперсных частиц с движущимися дислокациями [8]. Сложность учета многочисленных факторов, влияющих на характер этого взаимодействия, не позволяет в настоящее время предложить модели дисперсного упрочнения. Критический анализ и допустимая область применения основных моделей приведены в [7–9]. Однако, несмотря на отсутствие единой теории дисперсного упрочнения, имеющиеся теоретические и экспериментальные данные [7–10] позволяют сделать важные для практики выводы: дисперсное упрочнение начинает проявляться при среднем расстоянии между дисперсными частицами менее 10 мкм; наибольший эффект упрочнения имеет место в материалах со средним межчастичным расстоянием 0,1...0,5 мкм, при этом средний размер частиц должен находиться в пределах 0,01...0,05 мкм; эффективное упрочнение обеспечивается при содержании упрочняющей фазы 5...10 % (объемн.); дисперсное упрочнение имеет преимущество перед другими методами в интервале температур 0,6...0,9 $T_{пл}$; т. к. Е-модуль, электрическое и термическое сопротивления, а также плотность материала изменяются пропорционально объему дисперсных включений (количество последних составляет 1...10 % (объемн.)), влияние дисперсного упрочнения на указанные свойства невелико; принимая во внимание, что в качестве дисперсных включений применяются термически и хими-

чески стабильные соединения, коррозионная стойкость и жаростойкость при дисперсном упрочнении практически не изменяются.

Исходя из вышеприведенного можно сделать вывод о перспективности применения дисперсно-упрочненных сплавов в качестве материалов электротехнического назначения. Их производство осуществляется следующими способами.

Внутреннее окисление. Наиболее известным методом получения дисперсно-упрочненных медных материалов является внутреннее окисление [11, 12]. Сущность его состоит в том, что при нагреве в окислительной атмосфере сплава, представляющего собой твердый раствор значительно отличающихся по сродству к кислороду металлов, окисляться будет лишь тот компонент, сродство к кислороду которого выше. Зона внутреннего окисления представляет собой чистый матричный металл со статически распределенными мелкими частицами упрочняющей фазы. Строение диффузного слоя зависит от парциального давления кислорода и окислительной среды. Если парциальное давление кислорода выше упругости диссоциации оксидов как металла основы, так и легирующей добавки, то окисляются оба элемента и на поверхности образуется слой оксидов. Непосредственно к этому слою примыкает зона внутреннего окисления. Если парциальное давление кислорода меньше давления диссоциации низшего оксида растворителя, то образуется только зона внутреннего окисления. Глубина окисленной зоны изменяется во времени по параболическому закону. Повышение температур приводит к ускорению процесса, но одновременно с этим увеличивается размер образующихся оксидных частиц. Зависимость между размером частиц и разностью свободных энергий образования оксидов основного металла и легирующего элемента имеет линейный характер. Дисперсные выделения

упрочняющей фазы могут быть получены только в системах с большой разностью свободных энергий образования оксидов. Для меди это может быть достигнуто только в случае легирования ее бериллием, магнием, алюминием.

Наряду со сложностью осуществления, одним из недостатков метода получения дисперсно-упрочненных материалов внутренним окислением является большая длительность процесса.

Механическое смешивание дисперсных порошков. Наиболее простым способом получения дисперсно-упрочненных материалов является механическое смешивание порошков основы и упрочняющей фазы [13, 14]. При этом образуется агрегатная структура, параметры которой зависят от дисперсности применяемых порошков. Если частицы смешиваемых порошков имеют сферическую форму, то при размещении частиц в тетраэдрических пустотах максимальный их диаметр не должен превышать 0,226 диаметра матричного металла. В данном случае максимальное объемное содержание упрочняющей фазы составит 5,13 % и после полного уплотнения смеси среднее межчастичное расстояние равняется 0,57 радиуса частиц порошка матричного металла [7]. Из этого следует, что необходимым условием получения дисперсно-упрочненных композиций механическим смешиванием является применение в качестве исходных материалов дисперсных порошков.

Но при этом следует отметить, что технология получения дисперсных порошков является сложной и малопроизводительной. Кроме того, при хранении и работе с дисперсными порошками возникает ряд трудностей, обусловленных их высокой взрыво-, пожароопасностью и способностью интенсивно взаимодействовать с окружающей средой. Это ограничивает получение дисперсно-упрочненных материалов методом механического смешивания порошков. Большим недостатком его является

также и то, что при смешивании в обычных мельницах достигнуть равномерного распределения упрочняющей фазы трудно. Скопление частиц в отдельных местах приводит к появлению грубых образований в виде прожилок в прессованном полуфабрикате. При смешивании имеет место укрупнение частиц упрочняющей фазы, обусловленное силами электростатического притяжения.

Механическое легирование. Существенный прогресс в области производства дисперсно-упрочненных сплавов связывают с развивающимся в последнее время методом механического легирования, заключающимся в интенсивном смешивании порошков основы и упрочняющей фазы в энергонапряженных мельницах [15, 16]. Наиболее часто для этого применяют атриторы. Рабочими телами в мельницах этого типа являются шары, приводимые в движение лопастями, закрепленными на вращающемся валу. Частота вращения вала изменяется в широком интервале и составляет 2...25 с⁻¹, продолжительность размола находится в пределах 2...40 ч.

Исходный размер частиц основы может достигать десятков микрометров, что позволяет использовать порошки, выпускаемые в промышленном масштабе. Упрочняющая фаза, как правило, вводится в дисперсном виде. Механическое легирование позволяет достичь равномерного распределения упрочняющей фазы, введенной самостоятельно, но в многокомпонентных композициях результаты выше, если она предварительно распределена каким-либо из методов в одной из металлических составляющих смеси. При размоле в атриторах частицы, подвергаясь холодной пластической деформации, разрушаются, а из осколков путем сварки возникают новые. Указанные процессы многократно повторяются во времени до тех пор, пока не образуется гомогенный порошок, в котором частицы исходных компонентов диспергированы

друг в друге. Продукт размола представляет собой гранулы пластинчатой, осколочной или сферической формы с размером частиц 0,05...3,00 мм. Композиция имеет агрегатную структуру. Упрочняющая фаза располагается по границам сильно диспергированных осколков частиц порошка основы, имеющей мелкокристаллическое строение. Формирование композиции осуществляется путем соударения шаров. Для того чтобы часто повторялось совместное столкновение, что является одним из условий получения гомогенного порошка, в движении относительно друг друга должно находиться не менее 40 % шаров. В то же время для того, чтобы шары получили перед столкновением достаточную энергию, объем размалываемого порошка должен быть значительно меньше динамического объема, определяемого как разность между кажущимся объемом шаров во время движения и фактическим.

Недостатком метода является то, что значительное упрочнение может быть достигнуто только при использовании тонких порошков. Однако и в этом случае материалы имеют более низкую прочность, чем при производстве их химическими методами и внутренним окислением.

Реакционное механическое легирование. Определенный прогресс в области производства дисперсно-упрочненных материалов, обладающих высоким комплексом физико-механических свойств, обеспечивает появившаяся в конце 70-х гг. технология, основанная на реакционном механическом легировании [10, 17, 18]. В отличие от обычного механического легирования, при котором имеет место формирование гранулированной композиции с равномерным распределением диспергированных исходных компонентов, в процессе обработки в энергонапряженной мельнице-механореакторе наряду с диспергированием происходит взаимодействие между исходными веществами (механо-

химический синтез), вызывающее образование новых фаз. При оптимальных условиях реализации процесса механически синтезированные фазы находятся в ультрадисперсном состоянии и при высоком значении модуля сдвига надежно стабилизируют высокоразвитую поверхность границ зерен и субзерен основы, что обеспечивает большой упрочняющий эффект, сохраняющийся практически до температуры плавления основы [10, 16].

Реакционное механическое легирование базируется на основных положениях механохимии, изучающей физико-химические изменения, протекающие в веществах под влиянием механической энергии. При определенных условиях она стимулирует превращения, называемые механохимическими. Скорость механохимических превращений определяется не механизмом их инициирования, а скоростью перемещения компонентов в зоне динамического воздействия. Взаимосвязь между подвижностью компонентов и скоростью взаимодействия между ними, являющаяся одной из основных закономерностей химических реакций, в большинстве случаев должна выполняться и для механохимических превращений. Процесс переноса компонентов при механическом легировании является сложным, что не позволяет количественно описать его. Согласно качественным представлениям [19, 20] при обработке твердофазных композиций в механореакторе, с одной стороны, происходит образование свежей поверхности и создаются условия для взаимодействия между компонентами по бездиффузионной кинетике, а с другой стороны, имеют место деформационное и диффузионное перемещения компонентов, вызывающие перемешивание на кластерном и молекулярном уровнях соответственно.

Так называемая свежая поверхность образуется в результате непрерывного протекания процессов дефор-

мации и разрушения частиц обрабатываемой композиции. На ней отсутствует адсорбционный слой и имеются ненасыщенные валентности. Приповерхностный слой находится в разупорядоченном состоянии [19, 20]. Это снижает величину энергии активации взаимодействия и увеличивает вероятность образования центров кристаллизации. Реакция протекает между компонентами, находящимися в непосредственном контакте, минуя стадию диффузии. По сравнению с диффузионно-контролируемыми превращениями скорость ее должна увеличиваться на несколько порядков и определяется скоростью образования свежей поверхности. Это имеет место только при образовании первого молекулярного продукта. Образование последующих слоев происходит как диффузионно-контролируемая реакция. Эффект свежей поверхности наиболее полно проявляется в композициях, где один из реагирующих компонентов находится в жидком или газообразном состоянии, облегчающим его доступ к свежей поверхности. В твердофазных композициях роль этого фактора, особенно на стадии грануляции, значительно ниже и скорость протекания реакций будет определяться деформационным и диффузионным перемещениями компонентов. Под деформационным перемещением понимается взаимопроникновение веществ, обусловленное развитием пластической деформации [21, 22], имеющее место при определенном уровне напряжений и температуре менее $0,3 T_{пл}$. Оно осуществляется по кластерному механизму и не связано с механически или термически активируемой диффузией. Деформационным перемещением объясняется образование пересыщенных твердых растворов и наличие растворимости в системах, имеющих положительное значение теплоты смешивания [23]. Вместе с тем из анализа следует [21, 22, 24], что при механическом воздействии на твердое тело и механохимических превращениях

массоперенос обусловлен, прежде всего, диффузионным перемещением компонентов. При этом различают механически и термически активируемую диффузию. В первом случае она носит ярко выраженный активационный характер. Во втором – движение атермично, а подвижность обусловлена внутренними напряжениями, вызванными пластической деформацией. Термические флуктуации появляются за счет трения и удара разрушения, движения и аннигиляции дислокаций, протекания экзотермических реакций [10, 24]. При этом в локальных областях температура может достигать 10^3 °С. Проведенные исследования [10, 24] выявили значительный вклад в локальный разогрев ряда разбавленных систем экзотермических реакций.

Большой вклад во взаимодиффузию компонентов вносит движение неравновесных дефектов, генерируемых пластической деформацией. При этом могут реализовываться вакансионный и дислокационный механизмы [10, 24]. В большинстве исследований предпочтение отдается диффузии по неравновесным точечным дефектам. Согласно оценкам [10, 24], в момент пластической деформации, вызываемой ударным воздействием шаров, эффективный коэффициент диффузии повышается на несколько порядков и приближается к значению, близкому к состоянию предплавления.

Таким образом, приведенные данные позволяют сделать однозначный вывод, что при механическом легировании в реакционноспособных смесях возможна реализация ряда механизмов инициирования механохимических превращений и переноса компонентов, обеспечивающих протекание реакций и формирование гранулированных композиций с дисперсным распределением образующихся фаз в основе, с микрокристаллическим типом структуры. Это позволяет получать материалы с высочайшим комплексом физико-механических

ких свойств.

Но хотя получаемые сплавы по своим характеристикам в значительной степени превосходят классические литые бронзы, значительное применение в настоящее время они не получили. Это связано в первую очередь с ограничением размеров выпускаемых изделий из-за отсутствия высокомоощного прессового оборудования.

Дисперсионно-твердеющие бронзы

Классические дисперсионно-твердеющие сплавы представляют собой твердые растворы с ограниченной и уменьшающейся с понижением температуры растворимостью легирующего элемента в основе. Их упрочнение достигается термической обработкой (закалка для перевода и фиксации легирующих элементов в твердом растворе и старение, при котором происходит распад пересыщенного твердого раствора с образованием дисперсных частиц упрочняющей фазы или фаз). Преимуществом сплавов, упрочняемых термической обработкой, является возможность получения хорошего сочетания свойств. При распаде закаленных медных сплавов пересыщенный твердый раствор обедняется легирующими элементами и образуются дисперсные частицы упрочняющей фазы. Первое приводит к повышению электро- и теплопроводности, а второе – к упрочнению сплава. В противоположность сплавам, упрочняемым наклепом, и дисперсно-упрочненным сплавам дисперсионно-твердеющие сплавы допускают изготовление из них деталей с последующим их упрочнением. Уровень прочности, достигаемый при дисперсионном старении, значительно выше, чем при упрочнении наклепом, и может не уступать прочности дисперсно-упрочненных сплавов.

В литературе описано большое количество двойных, тройных и более сложных дисперсионно-твердеющих сплавов на основе меди. Медные сплавы используются в тех случаях, когда

требуется хорошее сочетание электро-, теплопроводности, прочности и коррозионной стойкости. Их условно можно разделить на две группы [25]: высокопрочные сплавы с относительно низкой электропроводностью (5...30 % от электропроводности меди) и сплавы с высокой электропроводностью, но меньшей прочностью.

К первой группе относятся бериллиевые бронзы марок БрБ2, БрНБТ1,9, Берилко (США), сплавы Cu + Ti (до 4,3 % Ti), Cu + Ni + Al (каamelон, камелин) и др. Временное сопротивление сплавов этой группы после упрочняющей термической обработки достигает 1600 МПа при электропроводности 10...30 % от электропроводности меди. Во всех сплавах после закалки и старения образуется так называемая периодическая структура с периодом модуляции 10...15 нм. Количество выделяющихся при старении фаз обычно более 15...20 % (объемн.). Средний размер зерен не превышает 20...25 мкм. Вблизи границ с частицами равновесных фаз нет обедненной зоны. Естественно, структура и состав упрочняющей фазы зависят от состава сплава. Однако общим для всех сплавов в состоянии наибольшего упрочнения является сопряженность кристаллических решеток матрицы сплава и упрочняющей фазы.

Наиболее известными и широко распространенными сплавами этой группы являются бериллиевые бронзы [27]. Они имеют исключительно благоприятное сочетание высоких значений электропроводности, прочности, предела упругости, коррозионной стойкости. Сплавы неферромагнитны, искробезопасны. Помимо классической бронзы БрБ2, представляющей собой простейший сплав Cu + 2 % В, распространение получили сплавы меди с никелем и титаном – БрНБТ [27], с кобальтом – Берилко-25. В ряде работ указывается на положительное влияние легирования бериллиевой бронзы малым количест-

вом магния, церия, лантана, циркония. Добавка кадмия, олова и сурьмы уменьшает чувствительность сплава к перестариванию.

Однако область применения бериллиевых бронз невелика. Это обуславливается как их дороговизной из-за высокой стоимости бериллия, так и тем, что на некоторых стадиях производства бериллийсодержащие сплавы могут быть опасны для здоровья вследствие возможности образования в свободном виде мелкодисперсных частиц BeO. К тому же из-за невысокой электропроводности изделия из этих бронз при недостаточном охлаждении склонны к перегреву и потере прочности.

Практический интерес для получения нетоксичных и дешевых дисперсионно-твердеющих сплавов представляет система Cu–Ti. Сплавы ее имеют механические свойства и электропроводность, близкие к бериллиевой бронзе. Однако до настоящего времени эти сплавы не нашли широкого применения из-за низкой технологичности и основанной на этом низкой воспроизводимости свойств. Был проведен ряд работ, в которых изучалось влияние добавок Al, Cr, Mg, B, Zr, Fe, Sn, Be, Ag на свойства и технологичность сплавов системы Cu–Ti, однако существенного улучшения свойств пока не достигнуто.

Большое количество дисперсионно-твердеющих сплавов разработано на основе системы Cu–Ni–Al. Но выпускаемые сплавы (куниали), например 6–1,5 или 13–3, имеют значительно худшее сочетание свойств, чем бериллиевая бронза.

Вышеизложенное и объясняет то, что массовое применение нашли сплавы второй группы с высокой электро- и теплопроводностью, хотя и обладающие, в сравнении с дисперсно-упрочненными и высокопрочными материалами, относительно невысокой прочностью. Их электропроводность составляет примерно 75...90 % от электропроводности меди. Временное сопротивление

зависит от режима термической обработки, вида полуфабрикатов и составляет 350...650 МПа. Они широко применяются при изготовлении проводников, работающих при повышенных температурах или токовых нагрузках, электродов сварочных машин контактной точечной, рельефной или шовой сварки и др.

В настоящее время мировая практика насчитывает более 50 низколегированных медных сплавов, которые производятся промышленными предприятиями. Однако наиболее популярными сплавами данного типа следует считать хромсодержащие – хромовые бронзы.

Дисперсионно-упрочненные гранулированные сплавы, в отличие от классических дисперсионно-твердеющих бронз, изготавливают из гранулированных порошков, полученных методом быстрого затвердевания [3–5]. Метод основан на том, что упрочняемому металлу, находящемуся в расплавленном состоянии, добавляют легирующий элемент в количестве, значительно превышающем его растворимость в твердом состоянии. Полученный расплав охлаждается со скоростью, при которой легирующий элемент полностью сохраняется в метастабильном твердом растворе. Для каждого сплава существует определенная скорость охлаждения, получившая название критической, выше которой легирующий элемент образует метастабильный твердый раствор с основой. При соответствующей термической обработке – отжиге – метастабильный твердый раствор распадается с образованием дисперсных интерметаллидных соединений, играющих роль упрочняющих фаз. К сожалению, критическая скорость охлаждения сплавов, представляющих практический интерес, высока и достижение ее с технической точки зрения связано с определенными трудностями.

Проведены исследования по получению гранулированной меди, легиро-

ванной 0,5 % циркония [3]. Исходным сырьем для изготовления материалов служил порошок с размером частиц 45...105 мкм, полученный ультразвуковым газовым распределением расплава в гелии с охлаждением со скоростью $10^3 \dots 10^4$ К/с. Компактный материал получался экструзией порошка при 600 °С со степенью обжатия более 80 %. Сплав характеризуется мелким зерном, средний размер которого находится в пределах 0,5 мкм. Упрочнение происходит при термической обработке в результате выделения мелкодисперсных интерметаллидов по границам зерен. Материал имеет следующий комплекс физико-механических свойств: предел текучести – 406 МПа, относительное удлинение – 11 %, электропроводность – 91 % от электропроводности меди. С увеличением температуры до 500 °С предел текучести уменьшается до 291 МПа, при этом относительное удлинение практически не изменяется.

Вместе с тем, несмотря на сравнительно высокий комплекс свойств сплавов, изготовленных из порошков, полученных быстрым затвердеванием, широкое применение их в промышленном масштабе в связи со сложностью технологии в ближайшее время проблематично.

Хромовые бронзы

Общая характеристика. Хромовые бронзы являются типичными дисперсионно-твердеющими сплавами. Под ними понимают хромосодержащие медные низколегированные материалы, в которых упрочнение происходит после закалки и старения в результате выделения хрома или хромосодержащих химических соединений [27].

Удельный объем хромосодержащих бронз в общей номенклатуре низколегированных медных сплавов достигает 60 %, из которых наибольший объем – производство, около 90 % приходится на сплавы систем Cu–Cr и Cu–Cr–Zr. Эти бронзы используются для изготовления многотоннажных конструкций, напри-

мер, теплообменных агрегатов, включая кристаллизаторы, а также электродов контактной сварки и другой арматуры машин сварки сопротивлением.

В то же время имеется целый ряд хромосодержащих сплавов, главным образом сложнолегированных, которые обладают уникальным сочетанием свойств и потому используются в электротехнике, электронике, приборостроении и некоторых других отраслях промышленности.

Несмотря на то, что первое сообщение в печати о сплавах системы Cu–Cr было сделано уже почти 100 лет тому назад (1885 г. – немецкий патент 33102), а систематические исследования сплавов этой системы продолжают более 80 лет, актуальность работы над ними не пропала до настоящего времени. Только в США и Японии за последние два десятилетия различным аспектам разработки составов, исследованию диаграмм состояния, структуры и свойств, технологии производства хромосодержащих медных сплавов посвящено более 150 публикаций. Двойные меднохромовые сплавы в целом ряде случаев стали модельными материалами или эталонами для сравнения. Наряду с бериллиевой бронзой и некоторыми другими классическими сплавами (например, нимоник, быстрорежущая сталь), двойная хромовая бронза является важнейшим достижением металловедения.

Результаты исследований по хромовым бронзам отражены в [1, 2, 28–30].

Хромовые бронзы являются типичными дисперсионно-твердеющими сплавами и для них характерны общие закономерности формирования фазового состава, структуры и свойств последних. При этом они отличаются от других низколегированных бронз оптимальным сочетанием физических, механических и эксплуатационных свойств, формирующимся в процессе термомеханической обработки, включающей закалку и старение. Промежу-

точной операцией является холодная пластическая деформация, определяющая образование оптимальной структуры при старении [31]. Абсолютный уровень прочностных свойств у сплавов, прошедших ТМО, значительно выше, чем у сплавов, подвергнутых старению без предварительной деформации.

Корреляция между рядом важных физических, механических и эксплуатационных характеристик (температурные коэффициенты удельного электросопротивления, линейного расширения, модуля упругости, коррозионная стойкость, теплоемкость и др.), имеющая место в хромовых бронзах, обусловлена свойствами основы – меди.

Как и большинство низколегированных медных сплавов, хромовые бронзы обладают высокой пластичностью в широком температурном интер-

вале, определяющей хорошую технологичность на всех операциях горячей и холодной прокатки, прессования, волочения,ковки. В связи с этим выбор таких параметров обработки давлением, как дробность деформации, степень деформации по проходам, суммарная степень деформации, в данном случае больше зависит от возможностей оборудования, чем от состава сплавов. Особенности технологии производства хромовых бронз, изложенные ниже, относятся к их плавке и литью. Основными из них являются наличие в их составе легирующих элементов с большим сродством к кислороду (Zr, Ti, V, Nb, Cr, Si), весьма малые в ряде случаев допуски на легирование (иногда $\pm 0,003$ %), сравнительно высокие требования для большинства сплавов к чистоте. Химический состав наиболее применяемых бронз представлен в табл. 1.

Табл. 1. Химический состав хромовых бронз основных композиций

Марка сплава	Основной легирующий компонент, %				
	Cr	Zr	Ti	Ni	Другие
БрХ	0,4...1,0	—	—	—	—
БрХ0,8	0,4...0,7	—	—	—	—
БрХ0,8Т	0,4...1,0	—	—	—	—
БрХЦр	0,4...1,0	0,03...0,08	—	—	—
БрНХТ	0,2...0,4	—	0,03...0,08	0,5...0,8	—
БрХЦрТ	0,25...0,45	0,03...0,07	0,03...0,08	—	—
БрХНб	0,3...0,5	—	—	—	0,1...0,4 Nb
БрНХК	0,4...1,0	—	—	2,2...2,8	0,5...0,9 Si
БрХВЦр	0,35...0,7	0,15...0,30	—	—	0,15...0,4 V

Приведенные особенности ставят перед необходимостью применения в качестве шихты отдельно приготовленных двойных или комплексных лигатур [1, 27]. Использование их позволяет с большей надежностью воспроизвести заданный состав сплава, снизить температуру перегрева медной основы, сократить энергетические затраты, уменьшить продолжительность плавки, а следовательно, увеличить производительность плавильных агре-

гатов, а также снизить угар дорогостоящих легирующих компонентов и зашлакованность плавильной ванны.

Производство лигатур для плавки хромовых бронз. Основой лигатур для производства хромовых бронз является медь. В противном случае, вследствие образования в лигатуре трудно растворимых химических соединений легирование расплава, как правило, существенно осложняется [32]. При этом следует принимать во внимание,

что температура плавления лигатуры не должна превышать максимального значения температуры медного расплава. Одним из требований, предъявляемых к ней, является также относительно легкое измельчение на куски, удобные для дальнейшей расшихтовки.

Контроль качества лигатуры включает химический анализ на основные компоненты, а также контроль на наличие неметаллических включений, осуществляемый металлографическим или фрактографическим методом.

Лигатуры, используемые при выплавке хромовых бронз, представляющие собой системы Cu–Cr, Cu–V, Cu–Ti, Cu–Zr, Cu–Ca, в принципе, можно получать в открытых печах, принимая меры защиты расплава от окисления [33]. Однако наилучшее качество достигается при выплавке в вакуумных индукционных тигельных печах. При этом содержание хрома в ней рекомендуется не превышать 2 % [33]. При использовании лигатуры, полученной первым способом, её расход, по сравнению с расчетным содержанием хрома в сплаве, увеличивается вдвое и имеет место зашлаковывание основной печи.

При производстве многокомпонентных бронз, например, БрХЦр, БрХНб, применение лигатуры Cu–Cr, полученной плавкой в открытых печах, потери циркония или ниобия достигают 90 %, что ставит под сомнение экономическую целесообразность такого способа их получения [34].

Большим недостатком применяющихся лигатур является их сравнительная бедность по содержанию основного легирующего компонента – хрома. При расчете на средний состав хрома в основной массе выпускаемой в настоящее время лигатуры Cu–Cr и средний состав хрома в хромовых бронзах получается, что «лигатурной» является каждая четвертая плавка. Естественно, это снижает основные показатели производства в литейном

переделе, приводит к ненормально большому объему лигатурной части шихты, а следовательно, к усложнению процесса плавки, повышению энергетических затрат.

Вместе с тем технически доказана возможность и целесообразность изготовления и применения 10-процентной лигатуры Cu–Cr. В [35] приведены результаты экспериментов по получению даже сплава меди с 25 % Cr. Но такие факторы, как необходимость форсированного нагрева до сравнительно высокой температуры (1700 °C), высокая температура литья (1500 °C), низкая жидкотекучесть расплава, большая склонность к окислению и зашлакованность плавильной емкости, делают чрезвычайно затруднительным промышленное производство слишком богатой хромом лигатуры.

Лигатуры Cu–Cr, Cu–Nb и Cu–V готовят в вакуумных индукционных печах по сходной технологической схеме: расплавление и перегрев меди до 1350...1400 °C, введение кускового хрома, выдержка расплава до растворения хрома с одновременным повышением его температуры до 1550...1650 °C, захлаживание расплава до температуры литья, литье. Оптимальное содержание хрома в лигатуре Cu–Cr составляет 8...10 %, а ванадия и ниобия в лигатурах Cu–V и Cu–Nb – 4...6 %. Лигатуры склонны к ликвации, поэтому их следует отливать в водоохлаждаемую изложницу слитками массой 15...25 кг. Эти сплавы пластичны, легко прокатываются как в горячем, так и в холодном состоянии.

Как и вышеприведенные, лигатуры Cu–Ti и Cu–Zr производят в вакууме. В качестве шихты можно использовать как компактные компоненты, так и титановую, и циркониевую губки [1]. В отличие от лигатур Cu–Cr, Cu–V и Cu–Nb, указанные лигатуры более богаты легирующим компонентом (содержат 30...40 % Ti и 30...50 % Zr), равномерно распределя-

ются по высоте и сечению слитка, хрупки и сравнительно легко дробятся. Кроме того, они не требуют высоких температур перегрева расплава, а следовательно, более технологичны.

Одним из эффективных способов снижения себестоимости хромовых бронз является использование комплексных лигатур. В настоящее время накоплен опыт производства и применения таких лигатур, как Cu–Zr–Cr, Cu–Cr–V, Cu–Nb–Cr, Cu–Ni–Cr.

Технология и способы плавки хромовых бронз. В настоящее время наиболее эффективным способом производства хромовых бронз считается плавка в канальных индукционных печах с отливкой слитков полунепрерывным методом. Причем для этого рационально иметь комплекс, состоящий из двух агрегатов: в одном из них готовить медный расплав, а в другом – осуществлять присадку легирующих элементов и получать сплав требуемого состава. В первом агрегате, в качестве которого целесообразно применение индукционной канальной или дуговой печей достаточно большой емкости, медь расплавляют, перегревая ее до температуры, соответствующей оптимальной для легирования, которая в зависимости от марки сплава, массы присаживаемой лигатуры, способа её введения и времени растворения обычно находится в пределах 1250...1450 °С, и раскисляют. Затем расплав меди переливают во второй агрегат, где и производят легирование. Второй агрегат обычно укомплектован машиной полунепрерывного литья.

Рассмотренная схема, отличительной особенностью которой является отдельное приготовление высококачественного медного расплава, имеет целый ряд преимуществ перед другими схемами производства хромовых бронз в открытых печах, включающих высокую производительность, гибкость при переходе от одной марки сплава к другой, хорошую стойкость

печи. Приведенная схема производства хромовых бронз широкой номенклатуры становится более совершенной и производительной, если в состав комплекса вводится два миксера и, соответственно, в 2 раза увеличивается емкость медеплавильной его части.

Медный расплав обычно готовят под покровом древесного угля. Древесный уголь, сажу, сажефлюсовую смесь используют также для защиты от окисления расплава в миксере. Защитным от окисления и смазывающим кристаллизатор является сажный покров. Температура литья большинства хромовых бронз составляет 1300...1350 °С.

Для обеспечения надежного воспроизведения состава некоторых сплавов, содержащих в узких пределах такие легкоокисляющиеся легирующие элементы, как титан и цирконий, а также ванадий и ниобий (например, БрХЦрТ, БрНХТ, БрХВЦр, БрХНб), применяют плавку в вакуумных индукционных печах с литьем слитков наполнительным методом (ВИП) либо вакуумный дуплекс-процесс: изготовление слитка-заготовки методом ВИП с последующим его переплавом в вакуумной дуговой печи с расходуемым электродом (ВДП). При этом ВДП используется лишь как способ получения плотного слитка. Плавка хромовых бронз в вакууме значительно уменьшает количество дефектов типа шлаковые включения, шиферный излом, волосовины, грубые включения хрома в слитках и полуфабрикатах, свойственных открытым методам плавки. Количество забракованных при ультразвуковом контроле листов, изготовленных из слитков, полученных вакуумными методами плавки, по сравнению с изготовленными открытой плавкой, уменьшается более чем в 3 раза и составляет 0,6 и 2,2 % соответственно [36].

Принципиальная технологическая схема плавки и литья хромовых бронз в вакуумных индукционных печах

состоит в следующем: медь плавят и перегревают до 1300...1400 °С с одновременной дегазацией, затем вводят легирующие элементы. В отсутствие полунепрерывного литья слитки получают дополнительным литьем в чугунные, графитовые или водоохлаждаемые изложницы. Литье в водоохлаждаемые изложницы предпочтительнее.

Рафинирование слитков от неметаллических включений в процессе возможно направленной кристаллизацией [37]. Условия, близкие к этому, можно создать и при полунепрерывном литье, позволяющем получить слиток, в котором кристаллы ориентированы в зависимости от скорости литья под большим или меньшим углом к оси слитка. Близкие к идеальным условия для отшлаковывания неметаллических включений создаются при электронно-лучевой плавке. Независимый источник тепла образует ванну жидкого металла в кристаллизаторе практически любой глубины и на любое время, что и способствует строго направленной снизу вверх кристаллизации. С целью изучения рафинирующей способности направленной кристаллизации были проведены опытные плавки хромовой бронзы БрХ [37]. Плавке подвергали выплавленные в открытой индукционной печи и прокованные на расходомерные заготовки слитки и сборные (из меди и лигатуры Cu–Cr) заготовки. Независимо от метода получения заготовки достигнут практически одинаково хороший результат.

Сочетать в себе все положительное, что имеют направленная кристаллизация металла и флюсовое рафинирование, призван электрошлаковый переплав, являющийся самым перспективным высокопроизводительным методом промышленного производства доброкачественного металла ответственного назначения.

Применение механически легированных лигатур при производстве хро-

мовых бронз. Проведенный анализ позволяет сделать однозначный вывод, что наиболее узким местом, сдерживающим производство хромовых бронз и определяющим их высокую стоимость, а также экологическую вредность технологического процесса, является изготовление лигатур. Исследования, выполненные авторами работы, некоторые результаты которых представлены в [10, 38–41], показывают, что одним из перспективных методов решения проблемы является применение реакционного механического легирования, исключающего из технологического процесса производства лигатур высокотемпературные плавку ($t = 1700$ °С) и литье ($t = 1500$ °С). Исходными компонентами в этом случае являются стандартные порошки меди и легирующих элементов, выпускаемые в промышленном масштабе. Механическое легирование осуществляется в энергонапряженных мельницах, а его продуктом является нано-/субмикроструктурная гранулированная композиция заданного состава.

Бронзы, полученные с использованием механически легированной лигатуры, отличаются высокой плотностью, отсутствием пор и микровключений. Наряду со своим основным назначением, разработанные лигатуры выполняют также роль модификатора. Их тонкая структура в значительной мере наследуется литыми бронзами. Средний размер зерен основы сплавов находится в пределах 1...2 мкм и их структура относится к микроструктурному типу. Легирующие элементы равномерно распределены в основе, образуя α -твердый раствор. Размер включений хрома и циркония не превышает 0,1 мкм и они относятся к нано-/субмикроструктурным. Типичные структуры литых хромовой и хромоциркониевой бронз приведены на рис. 1 и 2. Изменение структуры оказывает положительное влияние на свойства материалов.

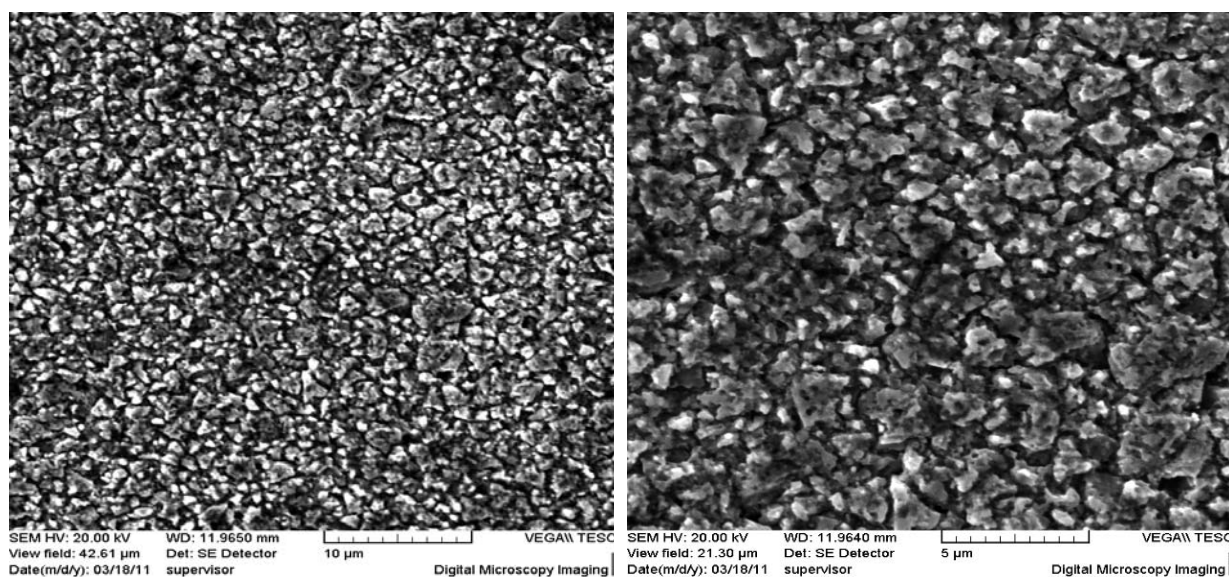


Рис. 1. Микроструктура литого материала БрХ1 (механически легированная лигатура)

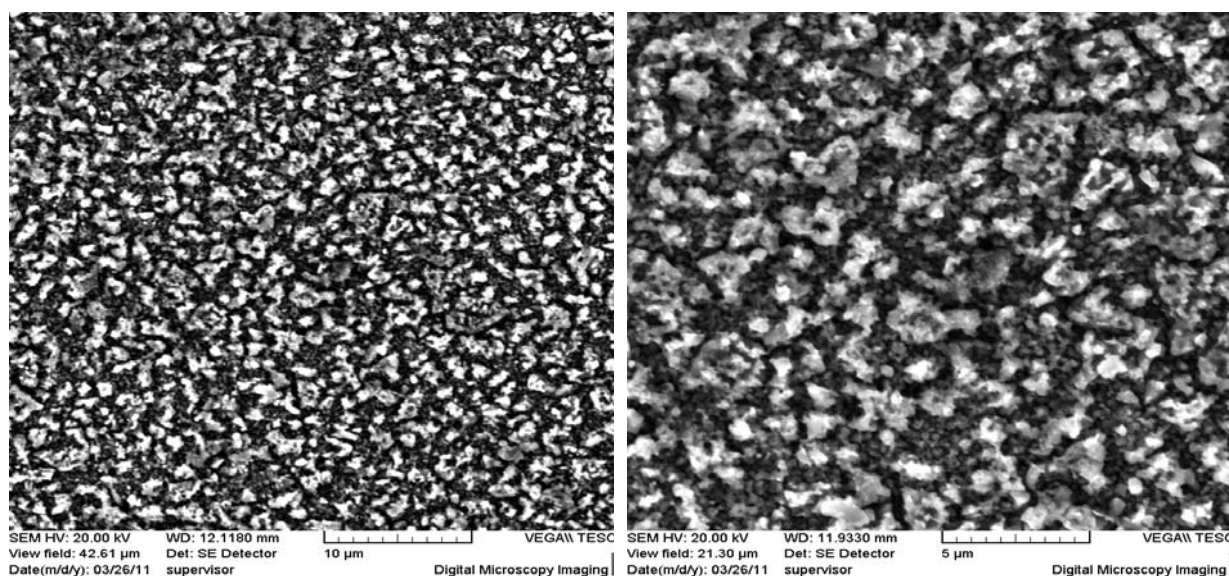


Рис. 2. Микроструктура литого материала БрХЦр (механически легированная лигатура)

По основным физико-механическим характеристикам опытные литые бронзы, химический состав которых

близок к требованиям ГОСТа, превосходят стандартные (табл. 2).

Табл. 2. Химический состав и физико-механические свойства бронз, полученных с применением механически легированной лигатуры

Марка сплава	Раскислитель	Химический состав, %			Физико-механические свойства			
		Cr	Zr	Fe	σ_B , МПа	НВ, МПа	Δ , %	$R_m \cdot 10^9$, Ом·м
БрХ1	В	0,337	—	0,043	500	150	14,5	17,5
БрХЦр	В	0,344	0,018	0,040	600	170	18	19

Большим достоинством опытной технологии является то, что применение механически легированных лигатур с наноразмерным распределением легирующих компонентов приводит к их последующему быстрому растворению в расплаве меди. Это позволяет снизить температуру основной плавки на 150...200 °С и уменьшить ее продолжительность в 3...5 раз, сократить угар легирующих элементов в 3...6 раз, а также повысить экологичность процесса в целом. Кроме этого, технология позволяет выплавлять хромовые бронзы на практически любых плавильных агрегатах, обеспечивающих необходимый температурный режим. Последующая обработка давлением и термомеханически опытных бронз осуществляется по стандартной технологии.

Заключение

Результаты исследования создают научную и технологическую основу получения субмикроструктурных высокостойких электротехнических бронз, модифицированных механически легированными наноструктурными лигатурами. Разрабатываемая технология обеспечит производство хромовых бронз с субмикроструктурным типом структуры, которые при одинаковой с аналогами электропроводности (82...85 % от электропроводности меди), по твердости на 20...30 НВ, по пределу прочности на 100...120 МПа и по температуре рекристаллизации на 100...150 °С превосходят стандартные, что приведет к увеличению стойкости изделий в 1,4...1,6 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Николаев, А. К.** Сплавы для электродов контактной сварки / А. К. Николаев, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1978. – 96 с.
2. **Розенберг, В. М.** Совершенствование технологии производства полуфабрикатов из цветных металлов и сплавов / В. М. Розенберг, А. К. Николаев // Гипроцветметобработка : сб. науч. тр. – М. : Металлургия, 1977. – № 50. – С. 50–67.
3. **Arnbery, L.** A new high strength, high conductivity Cu-0,5 wt. % Zr alloy produced by rapid solidification technology / L. Arnbery, U. Backmark, L. Backstrom // Mater. Sci. and Eng. – 1988. – № 3. – P. 115–121.
4. Hot extru and mechanical properties of rapidly solidified Al and Cu alloy powders / J. Lin [etc.] // Mater Sci. and Eng. – 1988. – № 3. – P. 419–423.
5. **Moris, M.** Rapid solidification and mechanical alloying techniques applied to Cu–Cr alloys / M. Moris, A. Moris // Mater. Sci. and Eng. – 1988. – Vol. 104. – P. 201–213.
6. Композиционные материалы : справочник / Под ред. Д. М. Карпиноса. – Киев : Наукова думка, 1985. – 592 с.
7. **Портной, К. И.** Дисперсно-упрочненные материалы / К. И. Портной, Б. Н. Бабиц. – М. : Металлургия, 1974. – 200 с.
8. **Ashby, M. F.** The theory of critical shear stress and work hardening of dispersion-hardened crystals / M. F. Ashby, G. S. Ansell, T. D. Cooper // Oxide dispersion strengthening. Metallurgical Society Conferences. – New York : Corden and Breach, 1966. – P. 143–205.
9. **Портной, К. И.** Композиционные материалы на никелевой основе / К. И. Портной, Б. Н. Бабиц, И. Л. Светлов. – М. : Металлургия, 1979. – 264 с.

10. **Витязь, П. А.** Механически легированные сплавы на основе алюминия и меди / П. А. Витязь, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Минск : Беларус. навука, 1998. – 352 с.
11. **Данелия, Е. П.** Внутреннеокисленные сплавы / Е. П. Данелия, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1968. – 232 с.
12. Структура и свойства дисперсно-упрочненной меди, полученной внутренним окислением распыленных порошков / Е. П. Данелия [и др.] // Порошковая металлургия. – 1971. – № 5. – С. 140–146.
13. Технология производства и эксплуатационные свойства электродов спеченной меди с дисперсными оксидами / Э. Т. Денисенко [и др.] // Электрические контакты и электроды. – Киев : Наукова думка, 1977. – С. 191–198.
14. Влияние различных факторов на свойства меди, упрочненной дисперсными оксидами / Э. Т. Денисенко [и др.] // Порошковая металлургия. – 1971. – № 10. – С. 49–53.
15. **Thummler, F.** Mechanically alloyed sintered steels with a high hard phase content / F. Thummler, C. Gutsfeld // Int. Cond. Powder Met., London, 2–6 July, 1990 : PM 90. – London, 1990. – Vol. 2. – P. 25–29.
16. **Korb, G.** Iron-based oxide dispersion strengthened alloys resistant to oxidation and high temperatures a challenge for powder-metallurgy technology / G. Korb, A. Schwaiger // High temp. High Pres. – 1989. – Vol. 21, № 5. – P. 475–486.
17. **Jangg, G.** Dispersionsgehartete Werkstoffe auf Basis von Aluminium und Kupfer / G. Jangg, F. Kutner, G. Korb // Pulvermetall Tag. – DDR. Dresden, 1977. – Bd.1. – S. 13–17.
18. **Lowschenko, F.** Dispersionsgehartete Cu–MgO–Werkstoffe / F. Lowschenko, F. Kutner, G. Jangg // Planseeberichte Fur Pulvermetallurgie. – 1977. – B. 25, № 4. – S. 297–302.
19. **Хайнике, Г.** Трибохимия : пер. с англ. / Г. Хайнике. – М. : Мир, 1987. – 584 с.
20. **Аввакумов, Е. Г.** Механические методы активации химических процессов / Е. Г. Аввакумов. – Новосибирск : Наука, 1986. – 306 с.
21. **Бутягин, П. Ю.** Разупорядочение структуры и механохимические реакции в твердых телах / П. Ю. Бутягин // Успехи химии. – 1984. – Т. 53, № 11. – С. 1769–1789.
22. **Бутягин, П. Ю.** Физические и химические пути релаксации упругой энергии в твердых телах. Механохимические реакции в неорганической химии / П. Ю. Бутягин // Механохимический синтез в неорганической химии : сб. науч. тр. – Новосибирск, 1991. – С. 32–52.
23. Образование и разложение фаз при механическом сплавлении / К. Б. Герасимов [и др.] // Механохимический синтез в неорганической химии : сб. науч. тр. – Новосибирск, 1991. – С. 205–214.
24. **Витязь, П. А.** Роль неравновесных дефектов деформационной природы в формировании структуры сплавов при механическом легировании / П. А. Витязь, Ф. Г. Ловшенко, В. А. Старенченко // Материалы, технологии, инструменты. – 1996. – № 4. – С. 88–91.
25. Сплавы на медной основе, упрочняемые дисперсными частицами / В. М. Розенберг [и др.] // Литейное производство. – 1987. – № 10. – С. 53–65.
26. **Рахштадт, А. Г.** Пружинные стали и сплавы / А. Г. Рахштадт. – М. : Металлургия, 1971. – 495 с.
27. **Николаев, А. К.** Хромовые бронзы / А. К. Николаев, А. И. Новиков, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1983. – 175 с.
28. **Розенберг, В. М.** Литейные свойства малолегированной меди / В. М. Розенберг, А. К. Николаев // Цветные металлы. – 1972. – № 8. – С. 65–70.
29. **Захаров, М. В.** Жаропрочные сплавы / М. В. Захаров, А. М. Захаров. – М. : Металлургия, 1972. – 384 с.
30. Двойные и многокомпонентные системы на основе меди : справочник / М. Е. Дриц [и др.]. – М. : Наука, 1979. – 243 с.
31. **Новиков, И. И.** Теория термической обработки / И. И. Новиков. – М. : Металлургия, 1978. – 392 с.
32. **Фридлянский, Р. М.** Вакуумная плавка медных сплавов / Р. М. Фридлянский, Ф. Н. Стрельцов, О. Д. Молдавский. – М. : Цветметинформация, 1974. – 88 с.
33. **Головешка, В. Ф.** Производство меднохромовой лигатуры и влияние некоторых условий плавки и литья на ее качество / В. Ф. Головешка, В. И. Соколов // Плавка и литье цветных металлов и сплавов : сб. науч. тр. – М. : Металлургия, 1969. – № 32. – С. 105–112.
34. **Телис, М. Я.** Фасонное литье медных сплавов / М. Я. Телис. – М. : Машгиз, 1957. – С. 75–84.
35. **Гофеншефер, Л. И.** Получение сплава меди, содержащего до 25 % хрома, методом открытой индукционной плавки / Л. И. Гофеншефер, В. М. Чурсин, В. И. Рыжов // Цветные металлы. – 1981. – № 9. – С. 90–91.
36. **Галовешко, В. Ф.** Оптимизация параметров плавки при непрерывном литье хромовой бронзы / В. Ф. Галовешко, Н. Н. Полуниин // Литейное производство. – 1980. – № 12. – С. 14.
37. **Стрельцов, Ф. Н.** Перспективы применения плазменных печей для выплавки медных сплавов / Ф. Н. Стрельцов, А. А. Клевцов // Цветные металлы. – 1980. – № 7. – С. 101–104.

38. Трибохимические технологии функциональных композиционных материалов : монография / С. В. Авдейчик [и др.] ; под ред. В. А. Струка, Ф. Г. Ловшенко. – Гродно : ГГАУ, 2008. – Ч. 2. – 399 с.
39. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
40. Трибохимические технологии функциональных композиционных материалов. Ч. 1 : Модельное представление / С. В. Авдейчик [и др.] ; под ред. В. А. Струка, Ф. Г. Ловшенко. – Гродно : ГГАУ, 2008. – 320 с.
41. Fundamental formation laws of phase composition, structure and properties of aluminium materials manufactured by mechanical alloying / P. A. Vitiaz [etc.] // Advanced Performance Materials. – 1997. – № 4. – P. 325–336.

Статья сдана в редакцию 4 июня 2012 года

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

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

Игорь Александрович Лозиков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-83-18-99. E-mail: Lozikoff@yandex.ru.

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

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

Igor Alexandrovich Lozikov, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-83-18-99. E-mail: Lozikoff@yandex.ru.

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, M. Y. Lustenkov, A. P. Prudnikov, E. S. Fitsova

THE DETERMINATION OF THE OPTIMUM GEOMETRY OF ENGAGEMENT BY MEANS OF INTERMEDIATE ROLLI

Аннотация

Разработана пространственная модель зацепления посредством промежуточных тел качения сферической формы. Составлена система уравнений кинетостатического равновесия, отличающаяся учетом угловой скорости вращения тела качения относительно своего центра масс. Определены оптимальные геометрические параметры основных звеньев передачи по критерию максимального КПД.

Ключевые слова:

тела качения, передача, редуктор, зацепление, КПД, система уравнений, угловая скорость, крутящий момент.

Abstract

The three-dimensional model of engagement by means of intermediate rolling bodies of a spherical form is developed. The system of equations of kinetostatic equilibrium is created, which is distinct by taking into account the angular velocity of rotation of a rolling body relative to its center of mass. The optimum geometrical parameters of basic transmission links are determined under the criterion of maximum efficiency factor.

Key words:

rolling bodies, transmission, reduction gear, engagement, efficiency factor, system of equations, angular velocity, torque.

Введение

Развитие современного механического привода связано с применением новых материалов, покрытий, новых видов термообработки и упрочнения, повышением точности изготовления контактирующих деталей. В связи с практически исчерпанными резервами повышения долговечности и передаваемой мощности «традиционных» зубчатых зацеплений путем совершенствования их конструкции и геометрии разработчики приводной техники все чаще обращают внимание на механические передачи новых типов.

Исследованиями и разработкой передач с промежуточными телами качения (ППТК) занимаются в Республике Беларусь, России, США, Китае и других странах. Эти передачи отличаются малой энергоемкостью и высокой нагрузочной способностью, так как передаваемая мощность распределяется одновременно по нескольким потокам (телам качения). Мировую известность приобрели редукторы TwinSpin словацкой фирмы «Спинае» (Spinea). В Могилевском машиностроительном институте (ММИ, МГТУ, Белорусско-Российский университет) ППТК начали исследовать в 70-х гг. прошлого столетия, то-

гда же сформировалась научная школа по данному направлению. В редукторах, получивших широкое промышленное применение, чаще всего траектории центров тел качения располагаются на плоскости (ППТК плоского типа). Широкие исследования передач плоского типа приведены в [1].

ППТК с осевым перемещением центров тел качения, т. е. с их траекториями, расположенными на цилиндрической поверхности (ППТК цилиндрического типа), менее распространены. Результаты их исследований отражены в [2] и других публикациях. Среди зарубежных исследований в этом направлении следует отметить работу румынских ученых [3], а также патенты на конструкции передач и автомобильных дифференциалов разработчиков из США, Японии и Германии. Передачи цилиндрического типа имеют дополнительное преимущество, такое как малогабаритность в радиальном направлении, что определяет перспективы их применения в бурении скважин и схожих областях. Актуальными остаются

задачи повышения технического уровня данных передач, включающие повышение нагрузочной способности и снижение потерь мощности.

Целью данной работы являлось определение рациональных геометрических параметров зацепления усовершенствованной передачи цилиндрического типа [4] на основе разработанных математических моделей движения тела качения. При этом необходимо учесть влияние его относительной угловой скорости на КПД, которое ранее не рассматривалось в известных работах.

Конструкция, принцип работы и модель исследуемой передачи

Конструкция передачи представлена на рис. 1 и 2. Внутренний кулачок 1 является ведущим звеном. Он может быть выполнен как цельным (см. рис. 1), так и составным. На наружной поверхности внутреннего кулачка выполнена беговая дорожка, по которой перемещаются тела качения 4. Они также перемещаются по беговой дорожке наружного кулачка 3.

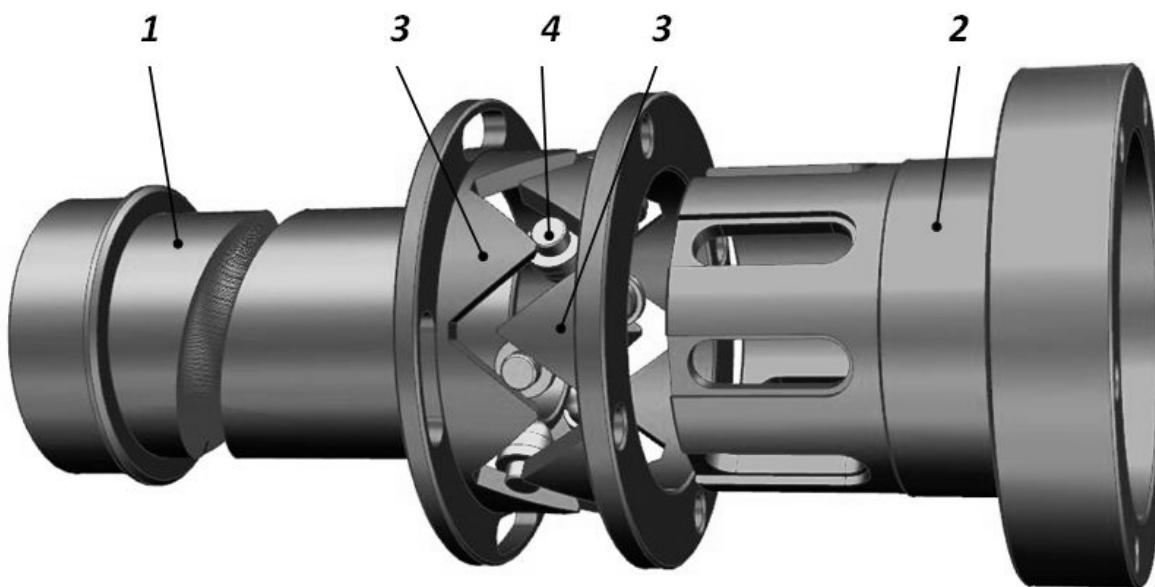


Рис. 1. Основные звенья передачи с промежуточными телами качения

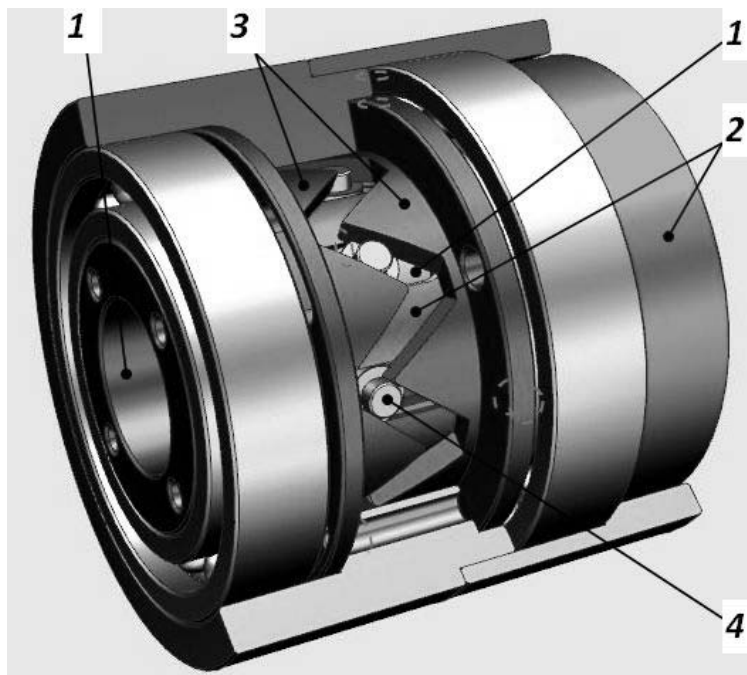


Рис. 2. Модель редуктора с промежуточными телами качения в сборе

Наружный кулачок является составным (разъемным). Он состоит из двух кулачков, закрепляемых в корпусе. Тела качения 4 в процессе работы передачи также перемещаются вдоль пазов сепаратора 2, который является выходным звеном. Передаточное число u определяется соотношением волн (периодов, выступов) беговых дорожек внутреннего кулачка Z_1 ($Z_1 = 1$) и внешнего кулачка Z_3 . Для рассматриваемой кинематической схемы $u = Z_3 / Z_1 + 1$.

Отличительными особенностями данной конструкции являются форма беговых дорожек, позволяющая повысить технологичность их изготовления, и использование в качестве тел качения составных роликовых сателлитов. Ролики представляют собой стержни-основания со втулками, которые могут вращаться относительно друг друга на этих основаниях. Тем самым снижаются потери на трение скольжения, т. к. каждая из втулок теоретически может обкатываться (а не скользить) по соответствующей поверхности контакта. Одна из составных частей наружного кулачка

имеет возможность ограниченно перемещаться относительно другой части вдоль оси передачи, тем самым компенсируя износ рабочих поверхностей кулачков.

На рис. 2 показана параметрическая 3D-модель редуктора. Основные звенья передачи базируются относительно корпуса и друг друга с помощью подшипников качения. Два опытных экземпляра редуктора были изготовлены и собраны, а проведенные испытания подтвердили их работоспособность.

Модель передачи представляет собой две взаимодействующие периодические кривые, замкнутые на цилиндрической поверхности. Эти кривые (цилиндрические кривые [2], кривые зацепления) являются эквивалентом беговых дорожек на кулачках, по которым перемещаются шарики или ролики (в модели – точки пересечения кривых). В качестве кривых зацепления могут использоваться синусоиды, циклоиды, кусочно-винтовые линии и др. Периодическое изменение координаты z происходит относительно *средней линии* (ок-

ружности). Средняя окружность (для цилиндрической кривой) расположена в плоскости xOy с центром в точке O и с радиусом R , равным радиусу окружности – образующей цилиндрической поверхности, где расположены кривые зацепления. На цилиндрической поверхности размещаются кривые с целым числом периодов Z_i , где i – индекс, обозначающий номер звена, которому принадлежит кривая (1 – внутренний кулачок; 3 – наружный кулачок).

Для анализа передачи удобно использовать развертку зацепления на плоскость. При применении в качестве тел качения роликов и при низких и средних частотах вращения валов (до 2000 об/мин) силы инерции незначительны, картина взаимодействия звеньев почти не искажается. Пространственное движение ролика можно рассматривать как плоскопараллельное. Разверткой кривой (плоской разверткой) является кривая, расположенная на плоскости, ордината которой определяется уравнением $z = f(s)$, где s – пара-

метр, изменяемый от 0 до $2\pi R$, выполняющий функцию дуговой координаты. Например, для синусоидальных кривых

$$z_i = A \sin\left(\frac{Z_i s}{R}\right), \quad (1)$$

где A – амплитуда кривых зацепления, мм.

Силовой анализ зацепления и определение угловой скорости тела качения

Рассмотрим схемы силового взаимодействия основных звеньев зацепления (рис. 3), которые периодически чередуются в процессе движения тела качения (ролика) 4. Тело качения перемещается по поверхности беговой дорожки внутреннего кулачка 1, движущейся вправо в рассматриваемом случае (см. рис. 3) на развертке, по неподвижной поверхности беговой дорожки наружного кулачка 3 и вертикально вдоль пазов сепаратора 2. Одна схема сменяет другую при попадании тела качения на вершины кривой.

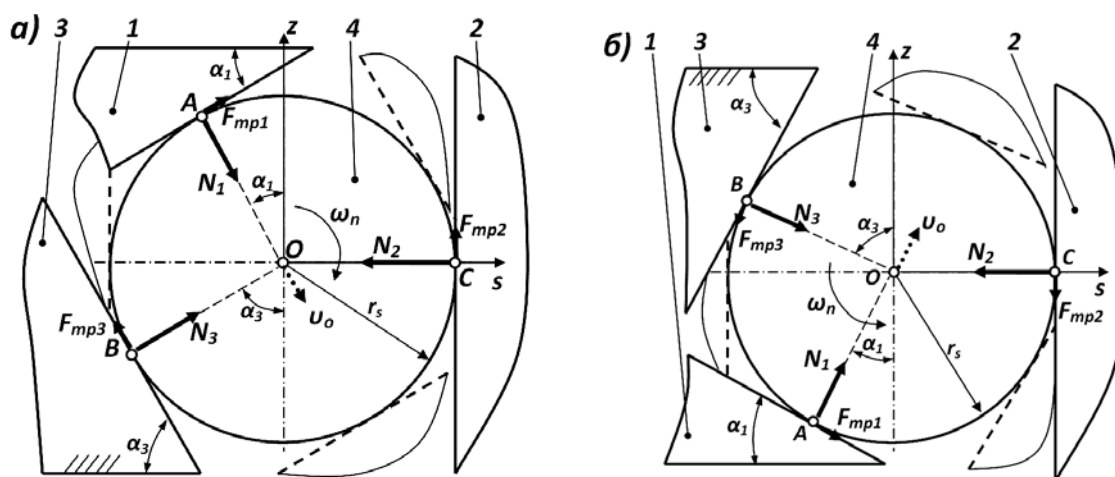


Рис. 3. Схемы силового взаимодействия основных звеньев передачи: а – при движении ролика вверх; б – при движении ролика вниз

Две схемы зацепления эквивалентны, принципиально не отличаются и на значение сил в зацеплении влияния не оказывают.

Уравнения плоскопараллельного движения ролика:

$$m_s \frac{R}{u} \ddot{\varphi}_1 = (\sin(|\alpha_1|) + f \cos(|\alpha_1|)) N_1 - N_2 + (\sin(|\alpha_3|) - f \cos(|\alpha_3|)) N_3; \quad (2)$$

$$m_s \ddot{z}_o = \text{sign}(\alpha_1)(-\cos(|\alpha_1|) + f \sin(|\alpha_1|)) N_1 - \text{sign}(\alpha_1) f N_2 + \text{sign}(\alpha_1)(\cos(|\alpha_3|) + f \sin(|\alpha_3|)) N_3; \quad (3)$$

$$J_n \dot{\omega}_s = \text{sign}(\alpha_1) r_s f (-N_1 + N_2 - N_3), \quad (4)$$

где N_1, N_2, N_3 – нормальные реакции взаимодействия ролика с внутренним кулачком, сепаратором и наружным кулачком соответственно, Н; $f N_i = F_{\text{тр}i}$ (где $F_{\text{тр}1}, F_{\text{тр}2}, F_{\text{тр}3}$ – силы трения скольжения, вызываемые соответствующими реакциями, Н); α_1, α_3 – углы подъема кривых зацепления, рад; m_s – масса тела качения, кг; r_s – радиус тела качения, м; f – коэффициент трения скольжения; φ_1 – угол поворота ведущего вала (внутреннего кулачка), рад; $\ddot{z}_o$ – ускорение центра ролика в относительном движении (вдоль пазов сепаратора), м/с²; J_n – осевой момент инерции тела качения относительно оси, перпендикулярной плоскости развертки и проходящей через центр масс тела качения ($J_n = 0,5 m_s r_s^2$ – для ролика), кг·м².

Рассмотрим равномерное вращение ведущего вала ($\omega_1 = \dot{\varphi}_1 = \text{const}$, $\ddot{\varphi}_1 = 0$) и синусоидальный тип кривых зацепления (кривые описываются уравнением (1)).

Ускорение центров тел качения вдоль оси передачи определится как вторая производная по времени от выражения, определяющего неподвижную кривую зацепления [4]. Для синусоидальных кривых это вторая производная по времени от выражения (1) для кривой наружного кулачка ($i = 3$):

$$\ddot{z}_o = \frac{A Z_3^2}{u^2} \omega_1^2 \sin\left(Z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right). \quad (5)$$

Система уравнений (2)–(4) упрощается с учетом приведенных выше допущений:

$$N_2 = (\sin(|\alpha_1|) + f \cos(|\alpha_1|)) N_1 + (\sin(|\alpha_3|) - f \cos(|\alpha_3|)) N_3; \quad (6)$$

$$\frac{A Z_3^2 m_s}{u^2} \omega_1^2 \sin\left(Z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right) = \text{sign}(\alpha_1) \times (-\cos(|\alpha_1|) + f \sin(|\alpha_1|)) N_1 - \text{sign}(\alpha_1) f N_2 + \text{sign}(\alpha_1) \times (\cos(|\alpha_3|) + f \sin(|\alpha_3|)) N_3; \quad (7)$$

$$J_n \dot{\omega}_n = \text{sign}(\alpha_1) r_s f (-N_1 + N_2 - N_3). \quad (8)$$

Реакция N_2 считается заданной и предварительно определяется по формуле

$$N_2 = \frac{M_2}{R \cdot n \cdot k_r \cdot k_{nr} \cdot k_s \cdot k_{ns}}, \quad (9)$$

где M_2 – крутящий момент на выходном валу, Н·м; n – число тел качения в зацеплении; k_r – количество рядов передач в редукторе; k_{nr} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам редуктора; k_s – коэффициент, учитывающий ненагруженность некоторого количества тел качения в процессе работы передачи; k_{ns} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки среди тел качения.

В данной работе рассмотрен идеальный случай, когда коэффициенты k_r, k_{nr}, k_s, k_{ns} равны единице.

Система трех уравнений (6)–(8) содержит три неизвестные величины: реакции N_1 и N_3 и угловую скорость ω_n . С помощью программы MathCAD была предпринята попытка в численном виде решить данную систему. При этом величины нормальных реакций,

сил трения соответственно, углов подъема и угловой скорости тела качения рассматривались как функции от угла поворота ведущего вала φ_1 . Он, в свою очередь, был представлен как функция от времени при равномерном движении: $\varphi_1 = \omega_1 t$.

К сожалению, применение современных математических программ не позволило решить данную задачу. Предположительно это связано с тем, что при попадании тела качения на участки, близкие к вершинам кривых, резко возрастают значения нормальных реакций, а на самих вершинах они стремятся к бесконечности. На самом деле, тело качения, попадая на эти участки, перестает передавать нагрузку, а она распределяется между другими телами качения. Данное обстоятельство вызвало необходимость упрощения системы (5)...(8). В соответствии с этим значения действительных углов подъема кривых, изменение которых подчиняется гармоническому закону, были заменены на средние их значения. Средние углы подъема, в свою очередь, определяются по следующей формуле:

$$\alpha_{icp} = \arctg(2Z_i A_i / (\pi R_i)).$$

Синусоидальные кривые, таким образом, преобразуются в кусочно-винтовые, т. е. в совокупность восходящих и нисходящих отрезков винтовой линии, замкнутую на цилиндрической поверхности. В этом случае $\dot{z}_0 = 0$, так как скорость центра тела качения вдоль оси Oz O_s и вдоль оси Oz будет постоянной.

Таким образом, система уравнений (6)...(8) упростится:

$$N_2 = (\sin(|\alpha_1|) + f \cos(|\alpha_1|)) N_1 + (\sin(|\alpha_3|) - f \cos(|\alpha_3|)) N_3; \quad (10)$$

$$f N_2 = (-\cos(|\alpha_1|) + f \sin(|\alpha_1|)) N_1 + (\cos(|\alpha_3|) + f \sin(|\alpha_3|)) N_3; \quad (11)$$

$$\dot{\omega}_n = \text{sign}(\alpha_1) \frac{2}{m_s r_s} f (-N_1 + N_2 - N_3). \quad (12)$$

Из первых двух уравнений системы (10)...(12) однозначно определяются неизвестные N_1 и N_3 :

$$N_1 = N_2 \left(\frac{\cos \alpha_{3sr} + f \sin \alpha_{3sr}}{\sin \alpha_{3sr} - f \cos \alpha_{3sr}} - f \right) : [\cos \alpha_{1sr} - f \sin \alpha_{1sr} + \frac{\sin \alpha_{1sr} + f \cos \alpha_{1sr}}{\sin \alpha_{3sr} - f \cos \alpha_{3sr}} \times (\cos \alpha_{3sr} + f \sin \alpha_{3sr})]; \quad (13)$$

$$N_3 = \frac{N_2 - N_1 (\sin \alpha_{1sr} + f \cos \alpha_{1sr})}{\sin \alpha_{3sr} - f \cos \alpha_{3sr}}. \quad (14)$$

Выражения (13)...(14) для определения сил отличаются от уже полученных в [4, 5]. Это связано с изменением конструкции передачи: в [5] исследуется передача с сепаратором, являющимся наружным звеном, в исследуемой конструкции это звено промежуточное.

Угловая скорость тела качения определится из решения третьего дифференциального уравнения системы (13)...(14):

$$\omega_n = \int \left(\text{sign}(\alpha_1) \frac{2}{m_s r_s} f (-N_1 + N_2 - N_3) \right) dt = \text{sign}(\alpha_1) \frac{2t}{m_s r_s} f (-N_1 + N_2 - N_3). \quad (15)$$

График функции угловой скорости $\omega_n(t)$ имеет пилообразный характер. При попадании на вершины кривых угловая скорость имеет максимум, далее меняет знак. При параметрах передачи $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $R = 20$ мм, $A = 10$ мм, $r_s = 5$ мм, $M_2 = 50$ Н·м, $n_1 = 1000$ об/мин, $f = 0,05$ угловая скорость на вершинах кривых составила согласно расчетам около $2 \cdot 10^4$ с⁻¹. Данные значения не вполне соответствуют реальной картине зацепления. Поэтому для определения уг-

ловой скорости тела качения был выбран разработанный ранее метод условных угловых скоростей [4].

Алгоритм определения КПД передачи

КПД механизма определяется согласно известному выражению

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_{тр}}, \quad (16)$$

где P_1 – мощность на входном звене механизма, Вт; P_2 – мощность на выходном звене механизма, Вт; $P_{тр}$ – мощность потерь, Вт.

В формуле (16) учтены потери в зацеплении и не учтены потери в подшипниковых опорах, на размешивание масла и др. Потери в зацеплении, в свою очередь, складываются из потерь на трение скольжения и трение качения:

$$P_{тр} = P_{тр.с} + P_{тр.к}.$$

Сначала определим КПД только с учетом потерь на трение скольжения.

$$P_{тр.с} = f \cdot n(N_1 v_{sk1} + N_2 v_{sk2} + N_3 v_{sk3}), \quad (17)$$

где v_{sk1} , v_{sk2} , v_{sk3} – скорости скольжения в контакте тела качения с внутренним кулачком, сепаратором и с наружным кулачком соответственно, м/с.

Скорости скольжения определим, используя схему кинематического взаимодействия тела качения с другими деталями передачи, изображенную на рис. 4. Центр O тела качения имеет абсолютную скорость v_{oa} , которая определяется из векторной суммы векторов переносной скорости v_{oe} и относительной скорости v_{or} . Переносная скорость равна скорости движения сепаратора: $v_{oe} = v_2 = \omega_1 R / u$, а относительная скорость определяется как первая производная по времени от функции, определяющей неподвижную беговую дорожку (для синусоидальных кривых – функция, определяемая выражением (1), $i = 3$). Для рассматриваемого случая кусочно-винтовых кривых (см. рис. 4)

$$v_{or} = v_{oe} \operatorname{tg} \alpha_{3sr} = v_2 \operatorname{tg} \alpha_{3sr}.$$

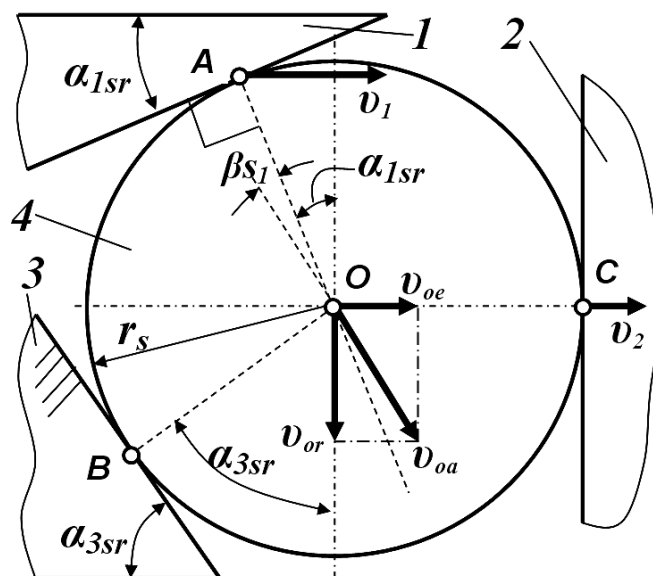


Рис. 4. К определению скоростей скольжения

Скорости скольжения определяются как сумма или разность (в случае однонаправленности) проекций абсолютных скоростей двух контактирующих тел на линию, перпендикулярную к общей нормали к двум контактирующим поверхностям в точках контакта **A**, **B** и **C**. Таким образом:

$$\begin{aligned} v_{sk1} &= v_1 \cos \alpha_{1sr} - v_{oa} \sin \beta s_1 = \\ &= \omega_1 R \cos \alpha_{1sr} - \frac{\omega_1 R}{u} \times \\ &\times \sin \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{1sr} - \alpha_{3sr} \right); \end{aligned} \quad (18)$$

$$v_{sk2} = v_{or} = v_{oe} \operatorname{tg} \alpha_{3sr} = \frac{\omega_1 R}{u} \operatorname{tg} \alpha_{3sr}; \quad (19)$$

$$v_{sk3} = v_{oa} = \frac{v_2}{\cos \alpha_{3sr}} = \frac{\omega_1 R}{u \cos \alpha_{3sr}}. \quad (20)$$

Численные расчеты показали, что при вышеуказанных геометрических и кинематических параметрах передачи КПД составил 0,792.

При учете угловой скорости вращения тела качения относительно собственной оси формулы для определения скоростей скольжения будут скорректированы. Как следует из рис. 3, в точках контакта **A** и **B** рост угловой скорости (до определенного значения) будет снижать скорости скольжения, а в точке **C** – увеличивать.

$$\begin{aligned} v_{sk1} &= \omega_1 R [\cos \alpha_{1sr} - \\ &- \frac{1}{u} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{1sr} - \alpha_{3sr} \right)] - |\omega_n| r_s; \end{aligned} \quad (21)$$

$$v_{sk2} = \frac{\omega_1 R}{u} \operatorname{tg} \alpha_{3sr} + |\omega_n| r_s; \quad (22)$$

$$v_{sk3} = \frac{\omega_1 R}{u \cos \alpha_{3sr}} - |\omega_n| r_s. \quad (23)$$

Формула для определения КПД тогда будет представлена в виде

$$\begin{aligned} \eta &= M_2 \omega_2 / [M_2 \omega_2 + \mathbf{f} \cdot \mathbf{n} \times \\ &\times (N_1 v_{sk1} + N_2 v_{sk2} + N_3 v_{sk3}) + \\ &+ \delta \cdot \omega_n (N_1 + N_2 + N_3)], \end{aligned} \quad (24)$$

где δ – коэффициент трения качения, м; ω_2 – угловая скорость выходного вала, с^{-1} .

Используя разработанный алгоритм, было определено среднее значение угловой скорости, составившее $\omega_n = 83,85 \text{ с}^{-1}$. В результате КПД составил 0,82 при $\delta = 0,5 \text{ мм}$ и неизменных других параметрах. Нужно учесть, что КПД существенно зависит от значений коэффициентов трения $\mathbf{f}$ и δ , определять которые можно по разработанной соответствующей методике [4].

Определение КПД и геометрических параметров шариковой передачи

Для составления модели силового взаимодействия тела качения в виде шарика необходимо дополнительно рассмотреть сумму проекций сил на ось **On**. Учтем допущение о том, что тело качения сферической формы совершает вращение только относительно оси **On**. При этом в системе (10)...(12) необходимо в первых двух уравнениях подставить $N_1 \cos \gamma$ вместо N_1 и $N_3 \cos \beta$ вместо N_3 и в данном виде решать систему. При этом γ и β – углы, на которые отклоняются нормальные реакции N_1 и N_3 , соответственно, от оси **Os** (рис. 5). При использовании третьего уравнения необходимо учесть, что для шара $J_n = 0,4 m_s r_s^2$.

Ранее получено уравнение, позволяющее определить оптимальные по критерию максимального КПД значения параметров **R**, **A** при заданных значениях **Z₃** (или **u**) и **f** [4]. Связь между другими геометрическими параметрами (величиной заглубления шарика в тела кулачков, толщиной сепаратора и т. д.) будет представлена в виде зависимости

$$2r_s = rz_1 + rz_3 + 2\Delta z_0 + rz_2, \quad (25)$$

где rz_1 , rz_3 , rz_2 – заглабление тела качения в тело внутреннего кулачка, в тело наружного кулачка и толщина сепаратора соответственно, мм; Δz_0 – ве-

личина зазора между внутренним кулачком и сепаратором и наружным кулачком и сепаратором, мм.

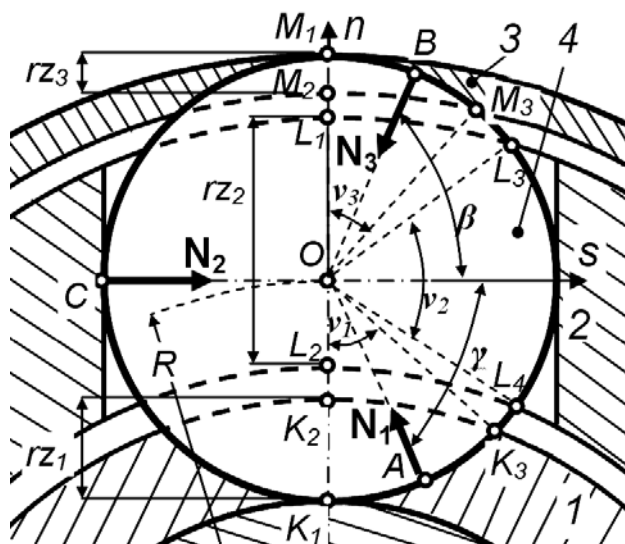


Рис. 5. Схема для определения рациональных геометрических параметров шарикового зацепления

В свою очередь, толщину сепаратора можно рассматривать как сумму двух слагаемых:

$$rz_2 = hs_1 + hs_2 = OL_1 + OL_2, \quad (26)$$

где hs_1 и hs_2 – толщина сепаратора выше и ниже средней линии соответственно, мм.

Углы γ и β определяются по следующим зависимостям:

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \frac{v_1}{2} = \frac{1}{2} \times [\pi - \arccos([R^2 + r_s^2 - R - hs_2 - \Delta z_0] / 2Rr_s)]; \quad (27)$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{v_3}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi - \angle M_3OK}{2} = \frac{1}{2} \arccos \left(\frac{R^2 + r_s^2 - (R + hs_1 + \Delta z_0)}{2Rr_s} \right). \quad (28)$$

Были проведены расчеты КПД по приведенной выше методике. При этом геометрические параметры зацепления принимались прежними либо эквивалентными ($r_s = 5$ мм, $hs_1 = hs_2 = 0,5r_s$, $\Delta z_0 = 0$). Угловая скорость тела качения и потери на трение качения не учитывались. КПД составил 0,69. Также исследовалось влияние изменения параметров hs_1 и hs_2 на величину КПД (рис. 6).

Увеличение величины hs_2 приводит к более резкому снижению КПД по сравнению с таким же увеличением hs_1 .

По завершении предварительного определения рациональных значений заглабления шарика в тела кулачков и толщины сепаратора данные параметры должны впоследствии уточняться после проведения прочностных расчетов.

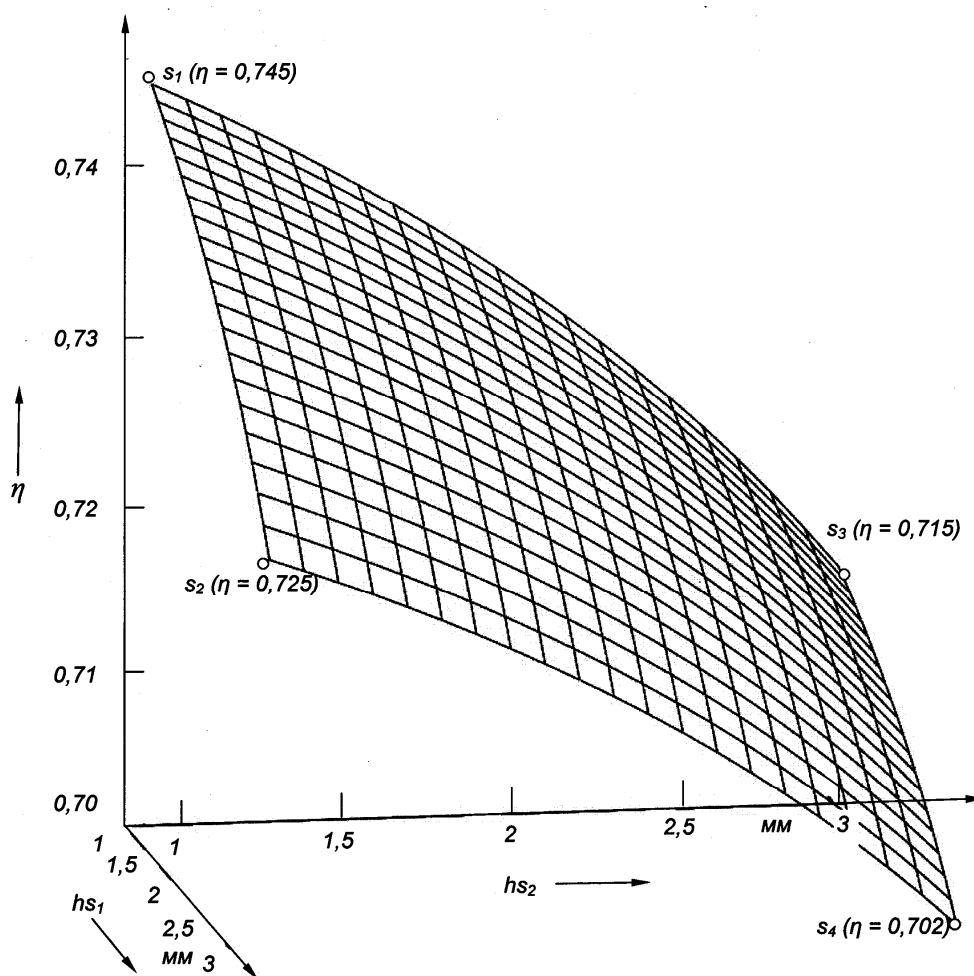


Рис. 6. К определению рациональных величин заглабления шарика в кулачки

Выводы

По результатам исследований установлено, что у роликовых передач наибольшей нагрузке подвержен наружный кулачок, если он является охватывающей деталью, а сепаратор — промежуточной. В ППТК со сферическими телами качения наибольшей нормальной нагрузке подвержен внутренний кулачок, причем величина нормального усилия, действующего на внутренний кулачок, может на порядок превысить силу, действующую на сепаратор при больших значениях угла γ .

Разработана методика, позволяющая учесть угловую скорость вращения тела качения при определении КПД. Установлено, что увеличение данной скорости до определенного предела приводит к повышению КПД,

а затем КПД передачи снижается. При увеличении значения угловой скорости (до определенного предела) потери на трение увеличиваются в контакте тела качения с сепаратором и уменьшаются в контакте тела качения с беговыми дорожками на кулачках.

КПД роликовой передачи выше, чем КПД шариковой передачи, вследствие рассеяния нормальных реакций звеньев от направлений, касательных к средней линии у шариковой передачи. При выборе величины заглаблений тела качения в тела кулачков необходимо учитывать, что угол γ оказывает большее влияние на КПД, нежели угол β , поэтому заглабление во внутренний кулачок должно быть большим. Толщина сепаратора шариковых передач не должна превышать $1,2r_s$, т. к. даль-

нейшее ее увеличение приводит к резкому снижению КПД и возможному заклиниванию механизма. Предварительно определенные по изложенным

выше алгоритмам геометрические параметры зацепления должны быть подтверждены проверочными расчетами деталей передачи на прочность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
2. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.
3. **Bara, M.** Designing Aspects Of Cylindrical Transmission / M. Bara // ASME Conf. Proc. 5-10 Nov. 2006. – Chicago : Illinois, 2006. – P. 75–81.
4. **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.
5. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.

Статья сдана в редакцию 23 июля 2012 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-71.

Александр Петрович Прудников, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375 292 44-06-70.

Екатерина Сергеевна Фитцова, маркетолог, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-10-91.

Igor Sergeevich Sazonov, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-61-00.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-71.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375 292 44-06-70.

Yekaterina Sergeevna Fitsova, marketer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-10-91.

УДК 631.372.05.001.2(23)

*З. С. Салбиева, М. С. Льянов, И. С. Сазонов, П. А. Амельченко***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ОСТОВА СКЛОНОХОДА**

UDC 631.372.05.001.2(23)

*Z. S. Salbiyeva, M. S. Lyanov, I. S. Sazonov, P. A. Amelchenko***THE MATHEMATICAL MODEL OF THE ACTUATOR OF THE AUTOMATIC SYSTEM OF VERTICAL STABILIZATION OF THE BODY OF A SLOPE VEHICLE****Аннотация**

Изложена методика составления математической модели исполнительного механизма системы автоматической стабилизации (САС) остова склонохода (крутосклонного колесного трактора) с гидроприводом, позволяющей исследовать динамику процесса выравнивания остова машины, находящегося на склоне, в зависимости от кинематических параметров механизма стабилизации и характеристики гидропривода.

Ключевые слова:

математическая модель, система автоматической стабилизации, остова склонохода, гидропривод, склон, кинематические параметры, механизм стабилизации, динамика процесса выравнивания, крутосклонный колесный трактор.

Abstract

The paper gives the techniques of composing the mathematical model of the actuator of the system of automatic stabilization (SAS) of the body of a slope vehicle (hillside wheeled tractor) with the hydraulic drive, which enables investigating the dynamics of the process of on-slope vehicle body leveling, depending on the kinematic parameters of the stabilization mechanism and the characteristics of hydraulic drive.

Key words:

mathematical model; automatic stabilization system; slope vehicle body; hydraulic drive; slope; kinematic parameters; stabilization mechanism; dynamics of leveling process; hillside wheeled tractor.

Для разработки математической модели системы автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора (склонохода), прежде всего, составим уравнение работы гидродвигателя, представляющего собой исполнительный механизм САС поршневого типа. Уравнение работы гидропривода представим известным уравнением [1]

$$\frac{1}{k_{жс}} \cdot \frac{d\Sigma P}{dt} + \frac{dy}{dt} = k_v \sqrt{1 - \frac{\Sigma P}{F \cdot P_o}} \sin n\rho \cdot \rho, \quad (1)$$

где k_v – кривизна скоростной характе-

ристики холостого хода гидропривода с «идеальным» золотником,

$$k_v = \mu \frac{b}{F} \sqrt{\frac{q \cdot P_o}{\gamma}}; \quad b - \text{периметр рабочего}$$

дросселирующего окна; ρ – отклонение золотника от среднего положения; μ – коэффициент расхода; γ – плотность жидкости; P_o – максимальное рабочее давление, развиваемое насосом в напорной магистрали; F – эффективная площадь поршня; $k_{жс}$ – приведенная жесткость жидкости и трубопроводов, соединяющих полости гидроцилиндра,

которая определяется экспериментально; $\frac{d\Sigma P}{dt}$ – скорость изменения равнодействующей силы, действующей на поршни гидроцилиндра; ΣP – равно-

действующая сила, действующая на поршни гидроцилиндров (рис. 1), $\Sigma P = F_1 = F_2$; $\frac{dy}{dt}$ – скорость вертикального перемещения остова склонохода.

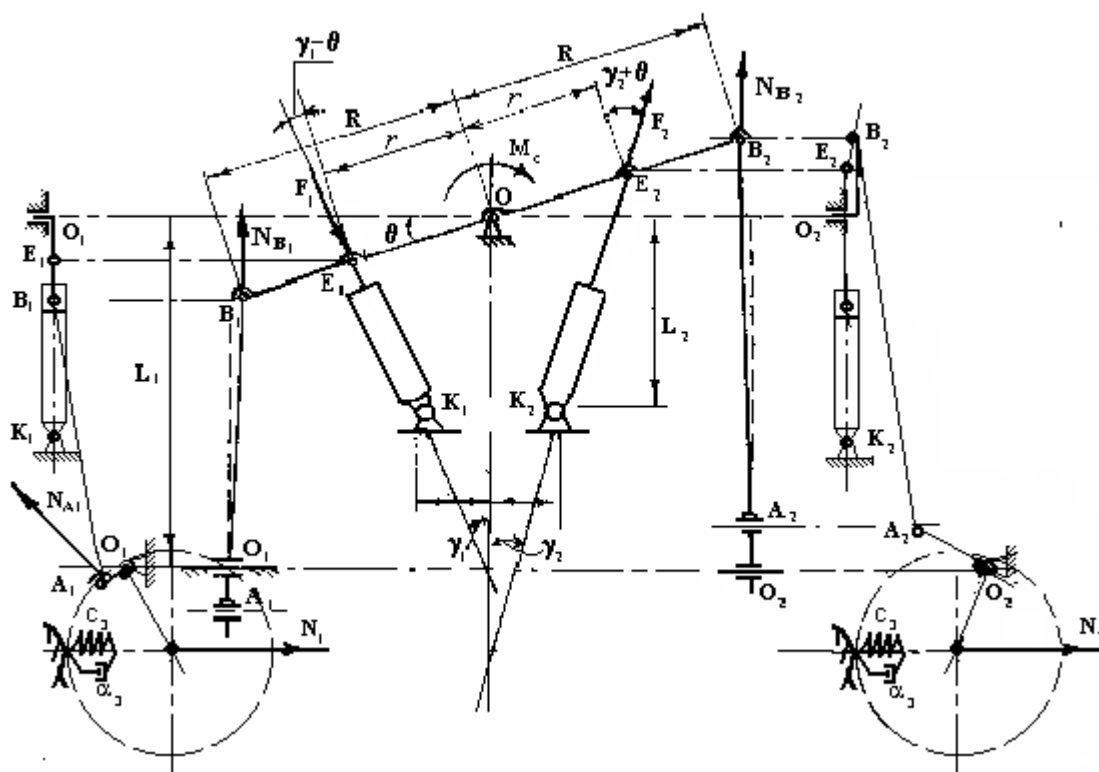


Рис. 1. Кинематическая схема механизма стабилизации крена крутосклонного колесного трактора

Для определения составляющих равнодействующей силы P составим уравнение моментов всех сил относительно точки O вращения коромысла механизма стабилизации (см. рис. 1):

$$(F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2) r \cdot \cos \Theta - (N_{B2} - N_{B1}) R \cdot \cos \Theta - M_C = 0 \quad (2)$$

или

$$F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2 = \frac{R}{r} (N_{B2} - N_{B1}) - \frac{M_C}{r \cdot \cos \Theta}, \quad (3)$$

где N_{B1} и N_{B2} – реакции опорной поверхности, действующие на коромысло,

которые могут быть представлены через радиальные деформации шин задних колес трактора:

$$N_{B1} = N_{A1} \cdot \cos \gamma = \frac{c_3 \cdot z_4 \cdot l_p}{l_4} \cos^2 \gamma;$$

$$N_{B2} = N_{A2} \cdot \cos \gamma = \frac{c_3 \cdot z_4 \cdot l_p}{l_4} \cos^2 \gamma. \quad (4)$$

Подставив выражения (3) и (4) в (2), получим

$$F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2 = \frac{R}{r} \cdot \frac{l_p}{l_4} c_3 \cos^2 \gamma (z_4 - z_3) + \frac{M_C}{r \cdot \cos \Theta}, \quad (5)$$

где R – длина рычага коромысла (см. рис. 1); M_C – суммарный момент сопротивления, зависящий от боковых сил, действующих на колеса, деформации почвы, боковых деформаций задних шин, а также от трений в кинематических парах механизма стабилизации и др. параметров [3].

Для вывода уравнения динамики гидропривода склонохода рассмотрим кинематическую схему системы стабилизации с гидравлическим исполнительным механизмом (см. рис. 1).

Приведенная сила P определяется по формуле

$$P = F_1 + F_2. \quad (6)$$

Работа сил на возможных перемещениях равна:

$$F_1 \cdot \delta_1 + F_2 \cdot \delta_2 = P \cdot y, \quad (7)$$

где δ_1 и δ_2 – возможные перемещения левого и правого штоков гидроцилиндров; y – перемещение центра масс остова склонохода.

Из уравнения (7) силы F_1 и F_2 можно выразить через перемещения и силу P :

$$F_1 = \frac{P(y - \delta_2)}{\delta_1 - \delta_2}; \quad F_2 = \frac{P(\delta_1 - y)}{\delta_1 - \delta_2}. \quad (8)$$

Подставив выражения (8) в уравнение (1), получим

$$P = [(R \cdot l_p \cdot \cos^2 \gamma \cdot \cos \Theta \cdot c_{жс} \times (z_4 - z_3) + M_C \cdot l_4) \cdot (\delta_1 - \delta_2)] : [((y - \delta_2) \cos \gamma_1 + (\delta_1 - y) \cos \gamma_2) \times r \cdot l_4 \cdot \cos \Theta]. \quad (9)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} k_1 &= R \cdot l_p \cdot \cos^2 \gamma \cdot \cos \Theta \times \\ &\times c_{жс} (z_4 - z_3) + M_C \cdot l_4; \\ k_2 &= r \cdot l_4 \cdot \cos \Theta [(y - \delta_2) \times \\ &\times \cos \gamma_1 (\delta_2 - y) \cos \gamma_2]. \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда

$$\frac{dP}{dt} = [(\dot{k}_1 (\delta_1 - \delta_2) + k_1 (\dot{\delta}_1 - \dot{\delta}_2)) \times \times k_2 - \dot{k}_2 k_1 (\delta_1 - \delta_2)] / k_2^2, \quad (11)$$

где

$$\begin{aligned} \dot{k}_1 &= R \cdot l_p \cdot c_{жс} [(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) \cos \Theta \times \\ &\times \cos^2 \gamma - (z_4 - z_3) \sin \Theta \cdot \cos \gamma \dot{\Theta} - \\ &- 2(z_4 - z_3) \cos \Theta \cdot \cos \gamma \sin \gamma \dot{\gamma}] + M_C(t) \cdot l_4; \\ \dot{k}_2 &= -r \cdot l_4 \cdot \sin \Theta [(y - \delta_2) \cdot \cos \gamma_1 + \\ &+ (\delta_1 - y) \cos \gamma_2] \dot{\Theta} + r \cdot l_4 \cdot \cos \Theta \times \\ &\times [(y - \delta_2) \cdot \cos \gamma_1 - (y - \delta_2) \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1 + \\ &+ (\delta_1 - y) \cos \gamma_2 - (\delta_1 - y) \sin \gamma_2 \dot{\gamma}_2]. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставим выражения (8)...(12) в уравнение (7) и произведем формальные преобразования с учетом следующих обозначений:

$$A_1 = \frac{1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} \{r \cdot l_4 \sin \Theta [(y - \delta_2) \cos \gamma_1 + (\delta_1 - y) \cos \gamma_2] k_1 (\delta_1 - \delta_2) - k_2 (z_4 - z_3) \sin \Theta \cos^2 \gamma\};$$

$$A_2 = 1 + \frac{k_1 (\delta_1 + \delta_2)}{k_2^2 \cdot k_{жс}} \times (r \cdot l_4 \cos \Theta \cos \gamma_1 - \cos \gamma_2);$$

$$A_3 = \frac{1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} [k_2 - (\delta_1 - \delta_2) \cos \gamma_2];$$

$$A_4 = \frac{k_1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} [k_2 - (\delta_1 - \delta_2) r \cdot l_4 \cos \Theta \cos \gamma_1];$$

$$A_5 = \frac{k_1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} (\delta_1 - \delta_2) (y - \delta_2) \sin \gamma_1;$$

$$A_6 = \frac{k_1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} (\delta_1 - \delta_2) (\delta_1 - y) \sin \gamma_2;$$

$$A_7 = 2 \frac{k_1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} (z_4 - z_3) \cos \Theta \cos \gamma \sin \gamma;$$

$$A_8 = \frac{k_1}{k_2^2 \cdot k_{жс}} R \cdot l_p \cdot c_{жс} \cos^2 \gamma \cos \Theta. \quad (13)$$

После преобразований получим

$$A_1 \dot{\Theta} + A_2 \dot{\gamma} + A_3 \dot{\delta}_1 - A_4 \dot{\delta}_2 + A_5 \dot{\gamma}_1 +$$

$$+ A_6 \dot{\gamma}_2 + A_7 \dot{\gamma} + A_8 \dot{z}_4 + A_8 \dot{z}_3 =$$

$$= k_v \cdot \sqrt{1 - \frac{\sum P}{F \cdot P_o} \cdot \sin \varphi} \cdot \rho, \quad (14)$$

где $\dot{z}_4$ и $\dot{z}_3$ – скорости деформации шин задних колес склонохода (определяются из уравнения диссипативной функции рассматриваемой системы),

$$\dot{z}_3 = \{\dot{z} + v l_p \sin \gamma \sin \Theta \dot{\gamma} - \dot{v}[(b_1 + l_p \cos \gamma) \times$$

$$\times \sin \psi + \frac{B}{2} \cos \psi] - v \dot{\psi}[(b_1 + l_p \cos \gamma) \cos \psi -$$

$$- \frac{B}{2} \sin \psi] - l_p \cos \gamma \dot{\gamma} - \dot{H}_3\};$$

$$\dot{z}_4 = \{\dot{z} + v l_p \sin \gamma \sin \psi \dot{\gamma} - \dot{v}[(b_1 + l_p \cos \gamma) \times$$

$$\times \sin \psi - \frac{B}{2} \cos \psi] - v \dot{\psi}[(b_1 + l_p \cos \gamma) \cos \psi +$$

$$+ \frac{B}{2} \sin \psi] + l_p \cos \gamma \dot{\gamma} - \dot{H}_4\}. \quad (15)$$

Для угловых скоростей $\dot{\Theta}$, $\dot{\delta}_1$, $\dot{\delta}_2$, $\dot{\gamma}_1$, $\dot{\gamma}_2$ (см. рис. 1) составляются дополнительные уравнения кинематических связей механизма стабилизации остова склонохода.

Полученная математическая модель исполнительного механизма стабилизации остова склонохода позволяет исследование влияния геометрических параметров шарнирного механизма и характеристик гидропривода на динамику процесса стабилизации остова машины на склоне. Результаты, полученные в данной работе, являются некоторым уточнением уравнений системы стабилизации остова склонохода, приведенных в [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с.
3. Колесные тракторы для работы на склонах / П. А. Амельченко [и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 246 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 4 мая 2012 года

Зара Сергеевна Салбиева, инженер, Горский аграрно-технический университет. E-mail: lms53@mail.ru.
Мурат Савкузович Льянов, д-р техн. наук, проф., Горский аграрно-технический университет.
 Тел.: 8-107-8672-53-28-84.
Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
 Тел.: 8-0222-26-61-00.
Петр Адамович Амельченко, д-р техн. наук, проф., Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. Тел.: 8-017-284-15-62.

Zara Sergeyevna Salbiyeva, engineer, Gorsky State Agrarian University. E-mail: lms53@mail.ru.
Murat Savkuzovich Lyanov, DSc, Professor, Gorsky State Agrarian University. Tel.: 8-107-8672-53-28-84.
Igor Sergeyevich Sazonov, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-61-00.
Petr Adamovich Amelchenko, DSc, Professor, United Institute of Machine Building of the NAN of Belarus. Tel.: 8-017-284-15-62.

УДК 631.372.05.001.2(23)

*З. С. Салбиева, М. С. Льянов, И. С. Сазонов, П. А. Амельченко***УРАВНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ МЕХАНИЗМА ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ОСТОВА КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА (СКЛОНОХОДА)**

UDC 631.372.05.001.2(23)

*Z. S. Salbiyeva, M. S. Lyanov, I. S. Sazonov, P. A. Amelchenko***THE EQUATION OF KINEMATIC CONSTRAINTS OF THE MECHANISM OF VERTICAL STABILIZATION OF THE BODY OF A HILLSIDE WHEELED TRACTOR (SLOPE VEHICLE)****Аннотация**

Получены уравнения кинематических связей исполнительного механизма автоматической системы автоматической стабилизации (САС) остова склонохода (крутосклонного колесного трактора) в его поперечной плоскости, которая необходима для исследования динамики процесса выравнивания остова машины, находящегося на склоне, в зависимости от характеристик гидропривода.

Ключевые слова:

кинематическая связь, исполнительный механизм, стабилизация остова, склоноход, крутосклонный колесный трактор, склон, динамика процесса выравнивания, гидропривод.

Abstract

The paper presents equations of kinematic constraints of the actuator of the system of automatic stabilization (SAS) of the slope vehicle body (hillside wheeled tractor) in its transverse plane, which is essential for the research into the dynamics of the process of on-slope vehicle leveling depending on the characteristics of the hydraulic drive.

Key words:

kinematic constraint; actuator; body stabilization; slope vehicle; hillside wheeled tractor; slope; dynamics of leveling process; hydraulic drive.

Динамика выравнивания остова склонохода во многом зависит от работы бортовых редукторов – исполнительных механизмов системы автоматической стабилизации (САС) остова. Кинематическая схема шарнирного механизма крутосклонного трактора МТЗ-82К представлена на рис. 1.

Зависимость угла поворота вала бортового редуктора склонохода от угла наклона плоскости склона связана следующим соотношением:

$$\nu = \arctg \frac{2l_p \sin \gamma}{B}, \quad (1)$$

где l_p – длина плеча бортового редуктора; γ – угол поворота бортового редуктора; B – ширина колеи склонохода.

Тогда скорость выравнивания равна:

$$\dot{\nu} = \frac{2Bl_p \cos \gamma}{B^2 + 4l_p^2 \sin^2 \gamma} \cdot \dot{\gamma}.$$

Объем жидкости, подводимой к поршню гидроцилиндра, равен объему жидкости, вытесненной этим поршнем. На основании этого имеем

$$V_0 = V_1 + V_2, \quad (2)$$

где V_0 – объем жидкости, подведенной к эквивалентному гидроцилиндру;
 V_1, V_2 – объемы жидкости, подведенные

к рабочим полостям левого и правого гидроцилиндров.

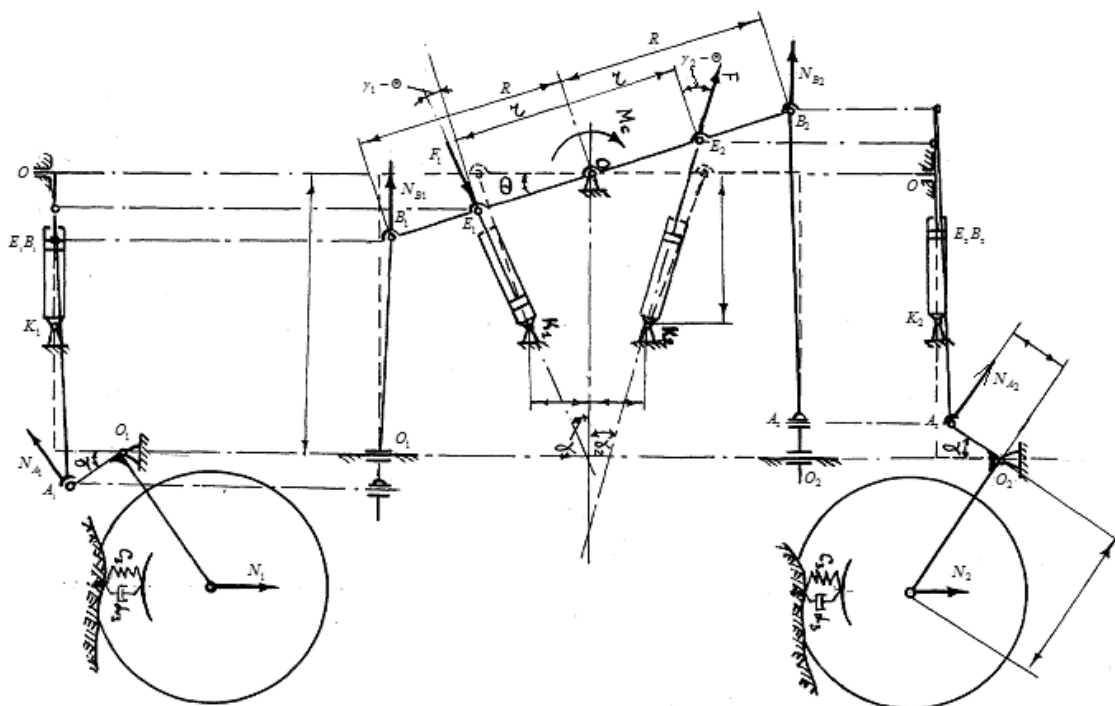


Рис. 1. Кинематическая схема исполнительного механизма САС крутосклонного трактора МТЗ-82К

Выражение (1) можно записать в иной форме:

$$S_0 y = S_1 \delta_1 + S_2 \delta_2, \quad (3)$$

где S_1, S_2 – площади штоковой и бесштоковой полостей гидроцилиндров соответственно; δ_1, δ_2 – перемещение левого и правого штоков гидроцилиндров соответственно; $S_0 y$ – перемещение штока гидроцилиндра.

При повороте коромысла A_1, A_2 механизма выравнивания склонохода МТЗ-82К относительно точки вращения O на угол под действием гидроцилиндров шток каждого из них перемещается соответственно на расстояния δ_1 и δ_2 , определяемые выражениями

$$\begin{aligned} \delta_1 &= O_1 B_1 - O_1 B'_1; \\ \delta_2 &= O_2 B'_2 - O_2 B_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где $O_1 B_1, O_1 B'_1, O_2 B_2, O_2 B'_2$ – расстояния между точками, указывающими положение элементов механизма выравнивания на схеме.

Конструктивно механизм выполнен таким образом, что всегда справедливо условие

$$O_1 B'_1 = O_2 B_2 = l_u = \sqrt{l_1^2 + (r - l_2)^2}.$$

Расстояния $O_1 B_1$ и $O_2 B_2$ можно определить через угол поворота коромысла и параметрами элементов выравнивающего механизма:

$$\begin{aligned} O_1 B_1 &= \sqrt{(l_1 + r \sin \Theta)^2 + (r \cos \Theta - l_2)^2}; \\ O_2 B_2 &= \sqrt{(l_1 - r \sin \Theta)^2 + (r \cos \Theta - l_2)^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Подставив выражения (1), (2), (5) в (4), получим

$$\delta_1 = \sqrt{L + 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta)} - l_u;$$

$$\delta_2 = l_u - \sqrt{L - 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta)}, \quad (6)$$

где

$$L = l_1^2 + l_2^2 + r^2. \quad (7)$$

Тогда уравнение (3) с учетом выражений (5) и (6) будет иметь вид:

$$S_1[VL + 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta) - l_u] + \\ + S_2[l_u - \sqrt{L - 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta)}] = S_0 y. \quad (8)$$

Полученное трансцендентное уравнение характеризует зависимость изменения угла поворота коромысла от перемещения штока эквивалентного гидроцилиндра.

Параметры γ_1 и γ_2 определяются следующими соотношениями:

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\frac{R \cos \Theta - l_2}{c + \delta_1}\right); \\ \gamma_2 = \arcsin\left(\frac{R \cos \Theta - l_2}{c - \delta_2}\right). \quad (9)$$

Для определения параметра γ угла поворота бортового редуктора от угла поворота коромысла обратимся к расчетной схеме, приведенной на рис. 1.

Из треугольника $B_1 C_1 K$ видно, что длина продольной тяги выравнивающего механизма равна:

$$l_3^2 = (B_1 k)^2 + (C_1 k)^2, \quad (10)$$

где

$$B_1 k^2 = (R \sin \Theta + l_3 - l_4 \sin \gamma)^2 + \\ + R^2 (1 - \cos \Theta)^2;$$

$$C_1 k^2 = (1 - \cos \gamma)^2 \cdot l_4^2.$$

Подставив значения (9) и (10) в выражение (8) и возведя правую часть уравнения в квадрат, после несложных формальных преобразований получим трансцендентное уравнение вида

$$-l_4^2 \cos \gamma - l_4(R \sin \Theta + l_3) \sin \gamma + \\ + R(R + l_3 \sin \Theta - R \cos \Theta) = 0. \quad (11)$$

Для получения уравнений кинематических связей выравнивающего механизма соотношения (10) и (11) продифференцируем по времени, в результате

$$B_1 \dot{\Theta} = S \dot{y}; \\ B_2 \dot{\Theta} - B_3 \dot{\delta}_1 = 0; \\ B_4 \dot{\Theta} - B_5 \dot{\delta}_2 = 0; \\ B_6 \dot{\Theta} + B_7 \dot{\delta}_1 + B_8 \dot{\gamma}_1 = 0; \\ B_9 \dot{\Theta} - B_{10} \dot{\delta}_1 + B_{11} \dot{\gamma}_2 = 0; \\ B_{12} \dot{\Theta} - B_{13} \dot{\gamma} = 0,$$

где B_i ($i = 1, 2, \dots, 13$) – коэффициенты при старших производных:

$$B_1 = \left[\frac{S_1 r(l_1 \cos \Theta + l_2 \sin \Theta)}{\sqrt{L + 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta)}} + \right. \\ \left. + \frac{S_2 r(l_1 \cos \Theta - l_2 \sin \Theta)}{\sqrt{L - 2r(l_1 \sin \Theta + l_2 \cos \Theta)}} \right];$$

$$B_2 = r(l_1 \cos \Theta + l_2 \sin \Theta);$$

$$B_3 = \sqrt{L + 2r(l_1 \sin \Theta - l_2 \cos \Theta)};$$

$$B_4 = r(l_1 \cos \Theta - l_2 \sin \Theta);$$

$$B_5 = \sqrt{L - 2r(l_1 \sin \Theta + l_2 \cos \Theta)};$$

$$B_6 = r \cdot \sin \Theta (C_0 + \delta_1);$$

$$B_7 = r \cdot \cos \Theta - l_2;$$

$$B_8 = (C_0 + \delta_1)^2 \cos \gamma_2;$$

$$B_9 = r \cdot \sin \Theta (C_0 - \delta_1);$$

$$B_{10} = r \cdot \cos \Theta - l_2;$$

$$B_{11} = (C_0 - \delta_1) \cos \gamma_2;$$

$$B_{12} = R(l_3 \cos \Theta + R \sin \Theta - l_4 \cos \Theta \sin \gamma);$$

$$B_{13} = l_4(R \sin \Theta \cos \gamma - l_3 \cos \gamma + l_4 \sin \gamma).$$

Тогда уравнение динамики гидропривода можно представить системой дифференциальных уравнений первого

порядка, разрешенной относительно первых производных:

$$\begin{aligned}\dot{\Theta} &= \frac{S}{B_1} \dot{y}; \\ \dot{\delta}_1 &= \frac{B_2}{B_3} \cdot \frac{S}{B_1} \dot{y}; \quad \dot{\delta}_2 = \frac{B_4}{B_5} \cdot \frac{S}{B_1} \dot{y}; \\ \dot{\gamma}_1 &= - \left(\frac{B_6}{B_8} - \frac{B_7}{B_8} \cdot \frac{B_2}{B_3} \right) \frac{S}{B_1} \dot{y}; \\ \dot{\gamma}_2 &= \left(\frac{B_{10} B_2}{B_3} - B_9 \right) \frac{S}{B_1 B_{11}} \dot{y}; \\ \dot{\gamma} &= \frac{B_{12}}{B_{13}} \cdot \frac{S}{B_1} \dot{y};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{y} &= [k_v \sqrt{1 - \frac{\sum P}{F \cdot P_0}} \operatorname{sign} x - A_8 \dot{z}_4 + A_8 \dot{z}_3]: \\ &: [A_2 + \frac{S}{B_1} [A_1 + \frac{A_3 B_2}{B_3} - \frac{A_4 B_4}{B_5} - \frac{A_5}{B_8} \times \\ &\times \left(B_6 - \frac{B_7 B_2}{B_3} \right) + \frac{A_6}{B_{11}} \left(\frac{B_2 B_{10}}{B_3} - B_9 \right) + \frac{A_7 B_{12}}{B_{13}}].\end{aligned}$$

Выводы

Получена математическая модель исполнительного механизма системы автоматической стабилизации (САС) остова склонохода (крутосклонного колесного трактора) с гидроприводом, позволяющая установить взаимосвязь между кинематическими параметрами механизма стабилизации и характеристиками гидропривода исполнительного механизма, что в совокупности с моделью колебаний масс остова машины представляет цельную систему управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Колесные тракторы для работы на склонах / П. А. Амельченко [и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 246 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 4 мая 2012 года

Зара Сергеевна Салбиева, инженер, Горский аграрно-технический университет. E-mail: lms53@mail.ru.
Мурат Савкузович Льянов, д-р техн. наук, проф., Горский аграрно-технический университет. Тел.: 8-107-8672-53-28-84.
Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00.
Петр Адамович Амельченко, д-р техн. наук, проф., Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. Тел.: 8-017-284-15-62.

Zara Sergeyevna Salbiyeva, engineer, Gorsky State Agrarian University. E-mail: lms53@mail.ru.
Murat Savkuzovich Lyanov, DSc, Professor, Gorsky State Agrarian University. Tel.: 8-107-8672-53-28-84.
Igor Sergeyevich Sazonov, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-61-00.
Petr Adamovich Amelchenko, DSc, Professor, United Institute of Machine Building of the NAN of Belarus. Tel.: 8-017-284-15-62.

УДК 62-838; 621.333

А. И. Сафонов

ОБОСНОВАНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПРОБЛЕМА ВЫБОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ ТРОЛЛЕЙБУСА

UDC 62-838; 621.333

A. I. Safonau

JUSTIFICATION OF THE TRACTION CHARACTERISTIC AND THE PROBLEM OF CHOICE OF THE TROLLEYBUS ELECTRIC MOTOR AND ITS AUXILIARY POWER SOURCES

Аннотация

Обоснована необходимость и заданы критерии формирования методики определения требуемой характеристики и основных параметров тягового электродвигателя троллейбуса. Для повышения мобильности и экономичности подвижного состава обосновано применение гибридных тяговых приводов, даны рекомендации по выбору и формированию методики расчета основных параметров автономных источников энергии.

Ключевые слова:

троллейбус, характеристика электродвигателя, гибридный привод.

Abstract

The necessity is proved and the criteria of formation of techniques for defining the required characteristic and key parameters of the trolleybus traction electric motor are set. To increase mobility and efficiency of the rolling stock, the application of hybrid traction drives is justified, and recommendations on the choice and formation of methods to calculate the key parameters of autonomous power sources are made.

Key words:

trolleybus, characteristic of electric motor, hybrid drive.

Как известно, тяговая механика как научная дисциплина начала формироваться во второй половине XIX в. Первый курс «Тяговые расчеты» был опубликован в 1903 г. в литографическом издании в Киеве. В этом курсе затрагивались почти все главные вопросы тяговой механики и были заложены основы этой научной дисциплины. В числе первых ученых, разрабатывающих вопросы электрической тяги, были Б. С. Якоби и Ф. А. Пироцкий. Большая заслуга в деле разработки основ тяговой механики применительно к городскому электрическому транспорту принадлежит А. В. Вульффу. Он создал первую в

России кафедру по электрической тяге и выпустил в 1909 г. труд «О методике расчета нагревания тяговых электродвигателей», а в 1912 г. – учебник «Электрическая тяга» с изложением основных принципов тяговых расчетов трамваев. Тяговым расчетам посвящен большой раздел в курсе «Электрическая тяга поездов» профессора В. Е. Розенфельда, изданном первоначально в 1949 г. с последующим переизданием [1], а в 1952 г. В. А. Изъюров опубликовал работу по тяговым расчетам городского электрического транспорта [2]. Следует отметить, что большинство из этих работ относились к железнодорожному транспорту.

Первые же работы, отражающие особенности тяговых расчетов городского электрического транспорта, т. е. троллейбусов и трамваев, начали появляться с середины 50-х гг. XX столетия. В то время электрические трансмиссии находят применение не только на подвижном составе городского электрического транспорта, но и на большегрузных самосвалах, строительных самоходных колесных землеройно-транспортных машинах, тракторах. Это новое направление применения электрических трансмиссий нашло отображение в трудах И. С. Ефремова, Б. П. Гушо-Малкина, А. П. Пролыгина, В. М. Труханова, П. П. Исакова, Н. А. Ульянова [3–8] и др., в целом посвященных дальнейшему развитию теории тягового расчета как в автономном режиме движения, так и в режиме получения электрической энергии от контактной сети, а также вопросам согласования выходных характеристик дизель-генераторной установки с тяговым электродвигателем.

При проектировании тягового электропривода первоочередной задачей является установление связи эксплуатационных показателей, тяговой характеристики троллейбуса с параметрами и характеристиками тягового электродвигателя, который будет использоваться для привода ведущих колес. Эти данные служат для обоснова-

ния выбора расчетной мощности тягового электродвигателя, силовой цепи, диапазона регулирования напряжения, магнитного потока и др. величин [3].

Основными эксплуатационными показателями троллейбуса, оказывающими влияние на выбор параметров системы тягового электропривода, являются: полная масса подвижного состава, номинальная и максимальная скорость, показатели динамики разгона, например, время разгона до заданной скорости. Величины перечисленных показателей обычно указываются в техническом задании на проектирование троллейбуса, либо устанавливаются по результатам анализа транспортной работы подвижного состава на городских маршрутах, условий его эксплуатации и технико-экономических расчетов, либо подтверждаются опытом эксплуатации подобных или близких по назначению транспортных средств.

Предельная тяговая характеристика $F_k(v)$, в общем виде представленная на рис. 1 [4], может быть описана выражением

$$F_k = P \cdot \eta_{\Sigma} / v,$$

где F_k и v – сила тяги и скорость движения троллейбуса; P – мощность тягового электродвигателя (ТЭД), отводимая на тягу; η_{Σ} – суммарный КПД тягового привода [4].

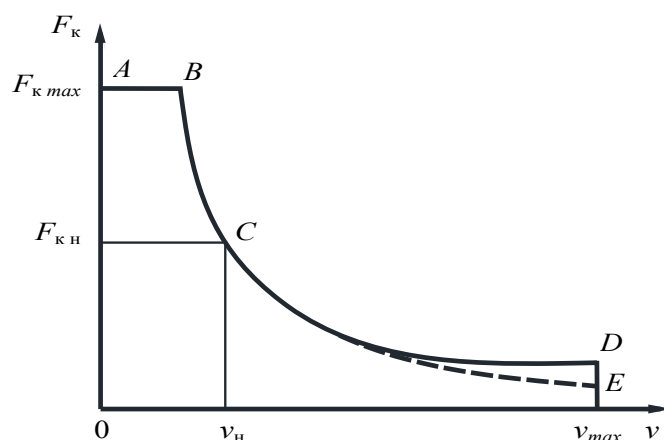


Рис. 1. Предельная тяговая характеристика подвижного состава с электрической трансмиссией

Если учесть, что касательная сила тяги ведущих колес и скорость движения определяются выражениями

$$F_k = M_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{тр}} / r_d / u_{\text{тр}}; \quad v = 2\pi \cdot n_{\text{дв}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot r_d,$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент, развиваемый тяговым электродвигателем; $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала электродвигателя; r_d – динамический радиус ведущих колес; $u_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ – передаточное число и механический КПД трансмиссии соответственно, то от предельной тяговой характеристики можно перейти к механической характеристике тягового электродвигателя $M_{\text{дв}}(n_{\text{дв}})$.

На кривой $F_k(v)$ выделяют следующие основные точки, характеризующие заданные параметры подвижного состава. Точка A (см. рис. 1) соответствует максимальному значению касательной силы тяги $F_{k \max}$, которая в современных моделях подвижного состава соответствует силе тяги по сцеплению $F_{\text{кф}}$ ведущих колес с опорной поверхностью. Сила сцепления ведущих колес с опорной поверхностью для современных моделей троллейбусов меньше касательной силы тяги колес, рассчитанной по максимальному моменту $M_{\text{дв} \max}$ тягового электродвигателя:

$$F_{k \max} = F_{\text{кф}} = \lambda \cdot \phi \cdot G \leq M_{\text{дв} \max} \cdot \eta_{\text{тр}} / r_d / u_{\text{тр}},$$

где λ – коэффициент нормальной нагрузки на ведущие колеса, $\lambda = G_{\text{сц}} / G$; $G_{\text{сц}}$ – вес машины, приходящийся на ведущие колеса; G – вес троллейбуса; ϕ – коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Точка B соответствует началу реализации мощности тягового электродвигателя подвижного состава в рабочем диапазоне скоростей движения. Точка C соответствует скорости v_n при тяговом усилии ведущих колес F_{k_n} , которое определяется требованиями длительной работы с номинальным динамическим фактором, обуславливающим тяговые свойства подвижного состава

при его движении на наиболее часто встречающемся профиле маршрута. Точка D или E соответствует заданной максимальной скорости движения $v_{\max}$. В итоге кривая $ABCD$ является графическим отображением первого, а кривая $ABCE$ – второго вариантов задания параметров тяговой характеристики, когда при максимальной скорости не используется полная мощность тягового электродвигателя.

Таким образом, зависимость $F_k(v)$ содержит три участка:

1) линия AB характеризует постоянство максимальной пусковой силы тяги;

2) кривая BCD (BCE) отражается функцией

$$F_k v^\chi = \text{const}, \quad (1)$$

где χ – коэффициент жесткости, значения которого, как правило, не остаются постоянными и зависят от многих факторов: свойств и параметров агрегатов привода, преобразующих и передающих энергию, принятых способов регулирования и управления ТЭД и др. [3];

3) точка D (E) ограничивает тяговую характеристику при максимальной скорости движения подвижного состава.

Подвижной состав городского электрического транспорта по условиям эксплуатации часть времени может работать при неполной мощности тягового электродвигателя. Это означает, что наряду с предельными тяговыми характеристиками необходимо иметь частичные, расположенные внутри области $OABCD$ на рис. 1. Семейства таких характеристик представлены на рис. 2 [4], где в различных сочетаниях учитывается возможность получения как максимального тягового усилия, так и максимальной скорости движения при использовании части мощности тягового электродвигателя. Необходимость регулирования тягового усилия в соответствии с характеристиками, представленными на рис. 2, диктуется в первую очередь технологическими циклами работы подвижного состава и усло-

виями его эксплуатации (постоянно меняющаяся загрузка салона и дорожные условия). Реализация частичных характе-

ристик различного вида обеспечивается соответствующим управлением тяговым электродвигателем.

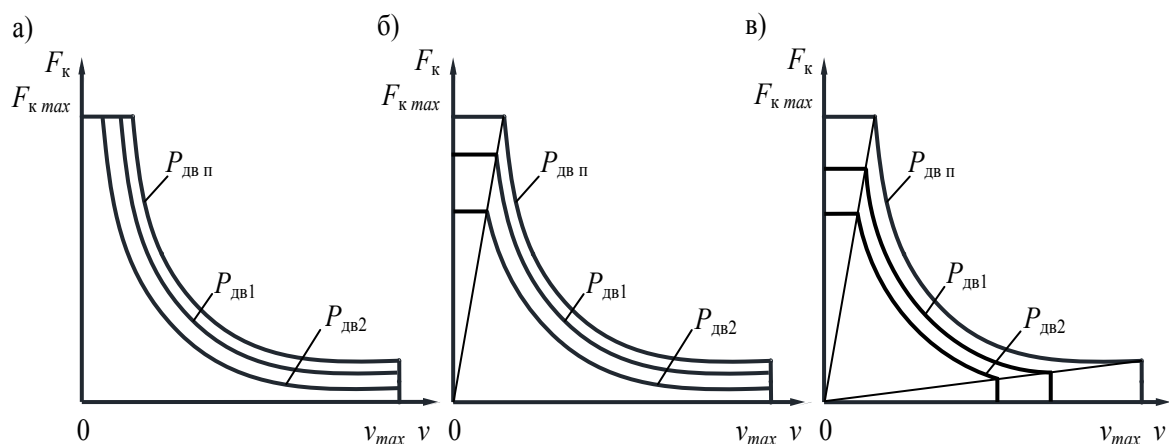


Рис. 2. Семейство тяговых характеристик подвижного состава: $P_{дв п}$, $P_{дв1}$, $P_{дв2}$ – значения мощности двигателя, соответствующие предельной и частичным характеристикам

Анализируя, прежде всего, предельные тяговые характеристики подвижного состава городского электрического транспорта и способы их получения, отраженные в [3, 4], очевиден следующий вывод. Относительно просто определяется координата точки *A* исходя из реализуемой силы тяги, а также максимальная скорость движения троллейбуса. Но далеко неоднозначно определение координат других точек, т. е. точки *B* и точки *D* (*E*). Координаты этих точек в конечном итоге и должны обеспечить требуемую динамику разгона, заданную в технических условиях или других нормативных документах. Решение данной задачи в рамках проектирования тягового электропривода (ТЭП) троллейбуса нередко проводится по схеме энергетическая установка – ТЭД – тяговая характеристика, заимствованной из практики разработки ТЭП тепловозов [3]. То есть по заданной мощности, отводимой на тягу, определяются механическая характеристика ТЭД $M(\omega)$ и тяговая характеристика $F(v)$. Это зачастую требует использование громоздких и трудоемких методов последовательных приближений при расчете характеристик ТЭП и в целом усложняет оптими-

зацию его параметров [3]. Более рациональной является обратная схема проектирования ТЭП, когда на основании статистического материала эксплуатации ТЭП уже на начальной стадии создания троллейбуса получают наиболее оптимальную зависимость $F(v)$ и на ее базе формируют общие требования к ТЭП, затем определяют характеристики ТЭД и системы управления, исходные данные для их расчета и выбора. Очевидно, что такой подход методологически более оправдан и позволяет свести к минимуму количество вариантов расчетов, исключить ряд неопределенностей, затрудняющих обеспечение требуемой тяговой характеристики [3]. Однако и такой вариант обладает очевидным недостатком, а именно получением среднестатистической тяговой характеристики с учетом уже имеющейся (предполагаемой) механической характеристики ТЭД.

Таким образом, ни один из вариантов не дает однозначной взаимосвязи между требуемыми параметрами тяговой динамики конкретной машины и необходимыми для этого характеристиками ТЭД, позволяющей относительно просто определять не только мощность

электродвигателя, но и оптимальный закон управления ТЭД.

Следует отметить, что общий вид такой зависимости известен [9] и представляет собой выражение интегрального вида

$$t_{\text{разг}} = \int_{v_0}^{v_1} \frac{dv}{j} = (1 + \gamma) \int_{v_0}^{v_1} \frac{dv}{f_y},$$

где $t_{\text{разг}}$ – время разгона; j – ускорение; γ – коэффициент инерции вращающихся частей трансмиссии; f_y – удельная ускоряющая сила.

Очевидно, что решение данного уравнения возможно лишь при наличии аналитической зависимости $j(v)$ или $f_y(v)$ и поэтому обычно его решают с помощью приближенных графических и графоаналитических методов [9]. При этом определяют лишь $t_{\text{разг}}$ или пройденный при разгоне путь в зависимости от j или f_y , полученных, как уже отмечалось, на основании статистических данных эксплуатации подобных машин. Следует также учесть, что современные тиристорно-импульсные и транзисторные цифровые системы управления позволяют получать практически любые

тяговые характеристики, удовлетворяющие различным условиям эксплуатации. Эти характеристики ограничены лишь предельно допустимыми режимами, а это ограничения по допустимым значениям напряжения и тока для конкретного ТЭД, а также по условиям сцепления колес конкретного троллейбуса с дорогой. В зоне между этими ограничениями возможны любые характеристики, определяемые системой автоматического регулирования. Однако рекомендации по выбору того или иного варианта этих характеристик, в том числе с учетом работы ТЭД в зоне максимальных значений КПД, представленных на рис. 3 [10], отсутствуют.

В этой связи очевидна необходимость в наиболее эффективной методике, позволяющей не только быстро и точно определить требуемые для конкретной машины параметры ТЭД (мощность, моменты и др.), но и формировать как количественно, так и качественно предельную тяговую характеристику $M(\omega)$ ТЭД, обеспечивающую оптимальные параметры и характеристики троллейбуса в целом.

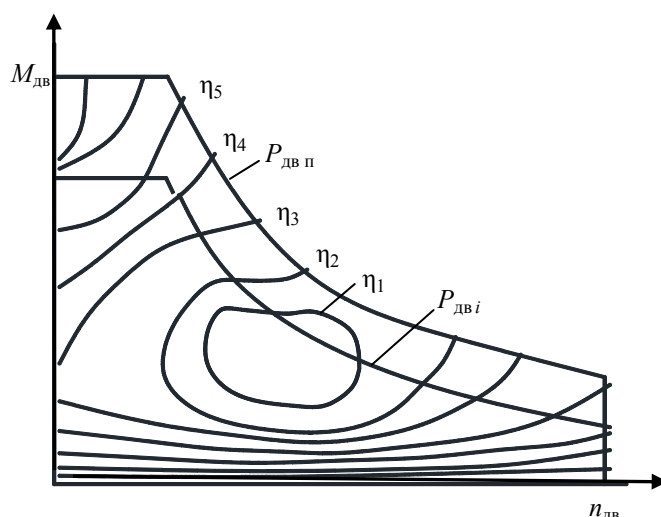


Рис. 3. Тяговые характеристики электродвигателя при постоянных значениях $P_{\text{дв II}}$, $P_{\text{дв I}}$ мощности и постоянных значениях η_i ($\eta_i > \eta_{i+1}$) коэффициента полезного действия

Как известно, основной путь развития современного автомобилестроения – повышение экономичности и экологической чистоты транспортных средств. И одним из технических решений данной проблемы является разработка и применение гибридных силовых приводов, активно используемых в последнее время на автомобилях и представляющих собой различные сочетания контактной сети, двигателя внутреннего сгорания (ДВС), дизель-генераторной установки, накопителей энергии, электродвигателя (электродвигателей). При этом целесообразность того или иного автономного источника питания следует оценивать по обобщенному критерию, характеризующему экономическую эффективность троллейбуса, которая, в свою очередь, должна определяться:

– прямыми затратами на производство и эксплуатацию как подвижного состава, так и контактной сети, отнесенными к количеству перевозимых пассажиров на единицу пути;

– косвенными затратами социального характера.

Оптимизация данного показателя и выбор автономного источника и его параметров возможны лишь для конкретной модели троллейбуса и конкретных условий эксплуатации (определенный маршрут с конкретным пассажиро-

поток, наличием на нем участков без контактной сети). В этой связи найти высоко универсальный вариант гибридного привода для троллейбуса невозможно. Поэтому целесообразно систематизировать рекомендации по выбору энергетических установок и расчету их параметров.

Анализ работ [3, 10, 11] в данном направлении показал, что наиболее приемлемыми вариантами автономных энергетических установок (АЭУ) в составе гибридного привода для троллейбусов с точки зрения технического решения и экономического эффекта являются: тяговые аккумуляторные батареи (ТАБ), дизель-генераторная установка или установка с конденсаторными накопителями энергии. Общими для всех АЭУ предпосылками к использованию могут стать: повышение мобильности троллейбуса в случаях объезда дорожных заторов и (или) технологических переездов в парках; обеспечение маршрутного сообщения, имеющего участки без контактной сети.

В целом, выделяют два основных типа гибридных силовых приводов: последовательный и параллельный. Применительно к троллейбусу целесообразны варианты только последовательного типа, которые представлены в табл. 1.

Табл. 1. Структурные схемы гибридных тяговых приводов троллейбусов

Вариант гибридного тягового привода	Источник питания				Генератор	Преобразователь	Тяговый электродвигатель (двигатели) мостов или колес	
	Контактная сеть	Дизельный двигатель	Конденсаторный накопитель	ТАБ				
Электрический							Мотор-генератор	
Дизель-электрический								

Использовать параллельную схему, предполагающую наличие двух независимых контуров, на троллейбусе не эффективно, т. к. для цепочки ДВС – коробка переключения передач (КПП) – ведущий мост необходима не только КПП, но и сцепление, а применение второго тягового электродвигателя, питающегося только от АЭУ, также приведет к неоправданному удорожанию машины. В свою очередь привод последовательного типа позволяет:

- эксплуатировать ДВС в составе дизель-генераторной установки на номинальных (экономичных) режимах работы;
- применять конденсаторные установки в качестве буферного накопителя, обеспечивающего экономию электроэнергии до 22 % [12] за счет ее рекуперации при торможении.

Основным требованием, предъявляемым к любой энергетической установке, в том числе используемой в качестве вспомогательного источника энергии, является обеспечение электрических параметров тягового электродвигателя, необходимых для реализации механической $M_{дв}(\omega)$, а следовательно, и тяговой $F(v)$ характеристик [3]. При этом для выбора и расчета ТАБ в качестве вспомогательной энергетической установки потребуется частичная характеристика, вид которой представлен на рис. 2, в, для расчета дизель-генераторной установки – любой из вариантов частичных характеристик, приведенных на рис. 2. Значение коэффициента жесткости χ при этом в уравнении (1) для дизель-генераторной установки определяется низкой перегрузочной способностью дизеля (незначительное увеличение нагрузки приводит к существенному снижению частоты вращения). Это, в свою очередь, предопределяет основное условие ее эффективной работоспособности – поддержание на предельной характеристике постоянной мощности. В случае применения аккумуляторных установок основ-

ное влияние на коэффициент χ имеют не мощностные, а энергетические соотношения. При этом для этих установок характерна известная особенность – снижение отдаваемой мощности в процессе работы и нелинейная зависимость выходных параметров от режимов нагрузки тягового электродвигателя.

Научно-техническое описание различных АЭУ, применяемых в мобильной технике, присутствует в работах, посвященных теории и расчету тяговых приводов электромобилей [3, 10, 13, 14]. В них достаточно подробно приводится классификация коммерческих и перспективных энергетических установок (ТАБ, суперконденсаторов, водородных установок и др.), описываются особенности каждого из вариантов, приводятся примеры расчета некоторых из них применительно, в основном, к легковым, карьерным и др. электромобилям. Анализ приведенных работ подчеркнул необходимость в рекомендациях по применению АЭУ именно на троллейбусах как вспомогательных источников энергии, т. е. для троллейбусов АЭУ необходима для преодоления непродолжительных участков пути и зачастую с небольшой скоростью движения. В этой связи при выборе того или иного источника в первую очередь актуальна задача по определению его оптимальной мощности и (или) запаса энергии в допустимых пределах по отношению к собственной массе для троллейбуса конкретной модели. Предлагаемые расчеты АЭУ как основных источников энергии [3, 10, 13, 14] для электромобилей увязаны с динамическим режимом движения, характерным для любого автомобиля. При расчетах параметров дизель-генераторных или аккумуляторных установок, применяемых на троллейбусах, их режим движения необходимо рассматривать как близкий к статическому. Удельные характеристики конденсаторных установок (рис. 4), напротив, показывают возможность интенсивного разгона трол-

лейбусов. Однако в силу недавнего их применения нет сложившихся методик

по выбору и расчету параметров таких установок.

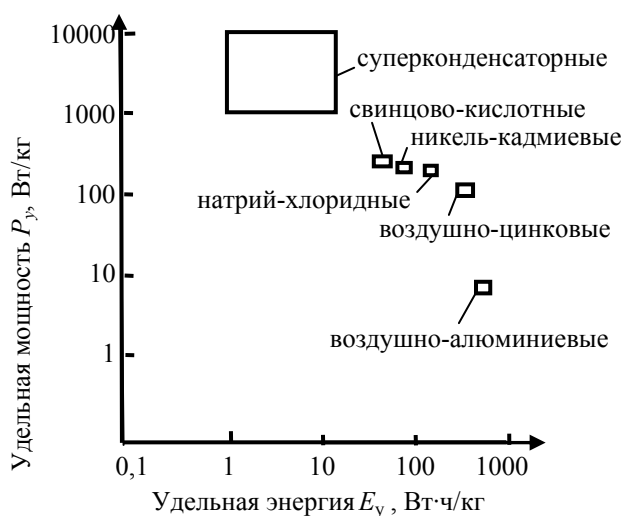


Рис. 4. Удельные параметры АЭУ

Как было отмечено, при выборе устройств аккумулирования, так же, как и при выборе тяговых электродвигателей, необходимо определить потребляемые мощности и оценить связанные с их применением затраты. При этом могут использоваться те же методы расчетов потребляемой энергии:

- по кривым токов $I(t)$, получаемых в результате тяговых расчетов;
- аналитический, основанный на оценке составляющих энергобаланса;
- эмпирический, основанный на анализе опытных данных, полученных в базовых условиях.

Все упомянутые методы не учитывают случайные факторы (интервалы между троллейбусами, помехи попутного транспорта, наполняемость салона, состояние дорог, метеорологические факторы и др.), а детерминированные факторы (ускорение, уклоны, сопротивление движению и др.) учитываются усредненными величинами. Расчеты по этим методам можно принимать как ориентировочные с погрешностями до 30 %, а в качестве метода с большей степенью точности следует применять тяговый расчет, т. к. в нем учет основ-

ных факторов осуществляется в более строгой математической модели. Наиболее же точно определить энергопотребление возможно только на основе статистических вероятностных методов, для чего необходим ряд экспериментальных исследований.

Следует также учесть, что вопрос применения накопительных элементов, т. е. определение их массогабаритных показателей и экономической эффективности, следует рассматривать не только в режиме автономного хода, но и в режиме буферного накопления энергии. Под буферным накопителем понимается устройство, обеспечивающее высокоэффективную рекуперацию и аккумулирование энергии при торможении. Если для выбора ТАБ, наиболее подходящих для статических режимов длительного накопления и расходов энергии, очевидно определяющим является режим автономного хода, то для конденсаторных накопительных установок, выполненных на базе так называемых суперконденсаторов (СК), предпочтителен режим буферного накопления энергии. Это объясняется основной особенностью СК – оперативное ис-

пользование высвобождаемой при торможении энергии. При такой постановке задачи возможно получить относительно компактное, с малой массой накопительное устройство, обеспечивающее прежде всего буферные функции и лишь по возможности функции автономности хода. Параметры такого накопителя должны рассчитываться исходя из возможности аккумуляирования энергии, высвобождаемой за один цикл торможения. Эксплуатация троллейбуса в таком режиме позволит с максимальной эффективностью использовать накопитель с изначально относительно низкой стоимостью.

О большом потенциале в использовании рекуперации и аккумуляирования энергии при торможении свидетельствует соотношение математического ожидания энергии, генерируемой в режиме торможения (25 Вт·ч/(т·км)), и математического ожидания энергии, расходуемой в режиме тяги (80 Вт·ч/(т·км)), равное 32 % – в летний период и 19 % – в зимний [12]. Реализовать данный потенциал возможно именно с помощью СК, имеющих высокие значения удельной мощности (до $10^4 \dots 10^5$ Вт/кг) и удельной энергии (до 50 кДж/кг), большее число циклов заряда-разряда (до 10^6) и малое время заряда (до 30 с).

При проектировании СК необходимо определить объем запасаемой энергии для каждого цикла и диапазона рабочих напряжений. При этом следует учесть, что рост напряжения приводит к экспоненциальному снижению емкости, а изменение частоты – к изменению внутреннего сопротивления конденсатора.

Расчет запасаемой накопителем энергии может осуществляться на основании известной зависимости общего вида

$$E_n = \frac{M \cdot v_{т.н}^2}{2} \cdot \eta(v), \quad (2)$$

где M – эксплуатационная масса троллейбуса; $v_{т.н}$ – начальная скорость торможения; $\eta(v)$ – коэффициент электромеханических потерь, зависящий от текущей скорости v движения троллейбуса.

Емкость накопителя может быть определена по формуле

$$C = \frac{E_n}{k \cdot U_n^2}, \quad (3)$$

где k – коэффициент, обусловленный физическими свойствами СК; U_n – номинальное напряжение накопителя.

Однако из зависимостей (2) и (3) следует, что основной задачей для расчета запаса энергии и емкости накопительного устройства является оптимизация используемых значений эксплуатационной массы, начальной скорости торможения, а также определение зависимости суммарного коэффициента электромеханических потерь от текущей скорости торможения.

Для дальнейшего определения удельной энергии E_y и удельной мощности P_y конденсаторной установки можно использовать следующие зависимости:

$$E_y = \frac{CU_n^2}{2 \cdot m}; \quad P_y = \frac{U_n^2}{4m \cdot R},$$

где m – масса установки; R – эквивалентное внутреннее сопротивление конденсатора [12].

Кроме того, при разработке системы управления тяговым и тормозным приводами, использующими буферный накопитель, необходимо удовлетворить следующие требования:

– накопитель заряжается в режиме торможения, при этом соблюдается следующее действие между тормозной силой на колесах и силой нажатия на педаль тормоза;

– при рекуперации энергии торможения тяговая сила на колесах должна изменяться пропорционально перемещению педали хода;

– для обеспечения выше указанных требований система автоматически

должна согласовывать усилия на колесных тормозных механизмах и создаваемые двигателем в генераторном режиме при зарядке накопителя, а также согласовывать потребление электроэнергии из сети и из накопителя.

Заключение

Таким образом, очевидна необходимость в методике определения требуемой характеристики и основных параметров тягового электродвигателя, которые позволили бы в конечном итоге, используя цифровые транзисторные системы управления, повысить экономичность троллейбуса в целом, при этом обеспечить требуемые параметры его тяговой динамики. Для этого данная методика должна предусматривать определение оптимальной тяговой зависимости $F(v)$, а соответственно и характеристики двигателя $M(\omega)$, не только на основании статистического материала эксплуатации троллейбусов, но и

на основании однозначной взаимосвязи этих характеристик с нормативными параметрами тяговой динамики конкретной машины. В свою очередь, отмеченная взаимосвязь должна быть представлена математической моделью динамики разгона троллейбуса.

Для повышения мобильности троллейбусов в случае преодоления участков маршрута без контактной сети и также для повышения экономичности подвижного состава целесообразно применение гибридных тяговых приводов, требующее, в свою очередь, рекомендации по выбору методики определения и расчета параметров автономных источников энергии. При этом для троллейбусов предпочтительными должны являться последовательные схемы гибридного привода электрического или дизель-электрического типа, использующие в качестве АЭУ дизель-генераторную установку, ТАБ или конденсаторную установку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд [и др.] ; под ред. И. П. Исаева. – М. : Транспорт, 1995. – 294 с.
2. **Изыюров, В. А.** Тяговые расчеты городского электротранспорта: моторные вагоны, троллейбусы и электромотоциклы / В. А. Изъюров. – М. : М-во ком. хоз-ва РСФСР, 1952. – 232 с.
3. Теория и расчет тягового привода электромотоциклов / И. С. Ефремов [и др.] ; под ред. И. С. Ефремова. – М. : Высш. шк., 1984. – 383 с.
4. Электрические трансмиссии пневмоколесных транспортных средств / И. С. Ефремов [и др.]. – М. : Энергия, 1976. – 256 с.
5. **Ефремов, И. С.** Теория и расчет троллейбусов. Электрооборудование : учеб. пособие для вузов в 2 ч. / И. С. Ефремов, Г. В. Косарев. – М. : Высш. шк., 1981.
6. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов [и др.] ; под ред. В. М. Труханова. – М. : Машиностроение, 2001. – 736 с.
7. **Исаков, П. П.** Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет / П. П. Исаков, П. Н. Иванченко, А. Д. Егоров. – Л. : Машиностроение, 1981. – 302 с.
8. **Ульянов, Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Ронинсон, В. Г. Соловьев ; под ред. Н. А. Ульянова. – М. : Машиностроение, 1976. – 359 с.
9. **Байрыева, Л. С.** Электрическая тяга : городской наземный транспорт : учебник для техникумов / Л. С. Байрыева, В. В. Шевченко. – М. : Транспорт, 1986. – 206 с.
10. **Larminie, J.** Electric Vehicle Technology Explained / J. Larminie, J. Lowry. – West Sussex : John Wiley & Sons Ltd, 2003. – 296 p.
11. Накопители энергии : учеб. пособие для вузов / Д. А. Бут [и др.] ; под ред. Д. А. Бута. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 400 с.
12. **Штанг, А. А.** Повышение эффективности электротранспортных систем на основе использования накопителей энергии : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / А. А. Штанг. – Новосибирск, 2006. – 233 с.

13. **Бусыгин, Б. П.** Электромобили. Методы расчета : учеб. пособие / Б. П. Бусыгин. – М. : МАДИ, 1979. – 72 с.

14. Электромобиль : техника и экономика / В. А. Щетина [и др.] ; под общ. ред. В. А. Щетины. – Л. : Машиностроение, 1987. – 253 с.

Статья сдана в редакцию 30 апреля 2012 года

Андрей Иванович Сафонов, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. Тел.: +375-296-68-29-11. E-mail: ais_minsk@mail.ru, gpa_atf@bntu.by.

Andrey Ivanovich Safonau, PhD, Associate Professor, Belarusian National Technical University. Tel.: +375-296-68-29-11. E-mail: ais_minsk@mail.ru, gpa_atf@bntu.by.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский

ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

UDC 621.3

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky

SOFTWARE OF AUTOMATIC SYSTEMS CONTROLLING TECHNOLOGICAL PROCESSES OF THE POWER SYSTEM OF THE REPUBLIC OF BELARUS

Аннотация

Рассмотрены варианты использования программного обеспечения автоматических систем управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения. В качестве примера взят действующий объект – автоматическая система управления магистральной трубопроводной сетью от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве.

Ключевые слова:

автоматическая система управления, инженерная станция, сервер, база данных, локальная вычислительная сеть.

Abstract

The paper considers options of using the software of automatic systems, which control main pipeline systems of hot water supply. The automatic system controlling the main pipeline network from Mogilev Thermal Power Station-2 to Mogilev Boiler Plant №1 is taken as an example of an operating enterprise.

Key words:

automatic control system, pipeline, hot water supply system, pumping unit, engineering station, server, database, local network.

Введение

В [1] подробно рассмотрена классификация, структурные и функциональные особенности, аппаратная организация автоматических систем управления технологических процессов (АСУ ТП) в магистральных трубопроводных системах горячего водоснабжения (ГВС) на примере существующей системы – автоматической системы управления магистральной трубопроводной сетью от Могилевской ТЭЦ-2 до

котельной № 1 в г. Могилеве. Немаловажным элементом АСУ ТП является программное обеспечение.

Программное обеспечение системы контроля и учета (СКУ)

Программное обеспечение СКУ базируется на международных стандартах и разделяется на базовое (фирменное) и прикладное (пользовательское).

Базовое программное обеспечение

рассматриваемой СКУ представляет собой интегрированный пакет программного обеспечения для автоматизации производства FactorySuite 2000, созданный корпорацией «Вандервар» (Wonderware) на основе операционной системы MS Windows.

Специальное программное обеспечение сервера (IndustrialSQL Server 8.0 на 5000 тэгов) является ядром пакета FactorySuite и тесно интегрировано с его компонентами на каждом уровне. При этом решаются две основные задачи: хранение конфигурационных данных программного обеспечения операторских станций и сервера, сбор и сохранение данных из серверов ввода/вывода, а также исторической информации из операторских станций.

Сервер (база данных) СКУ предназначен для устранения разрыва между технологической системой оперативного контроля и управления и открытыми и гибкими управленческими информационными приложениями. Программное обеспечение (ПО) IndustrialSQL Server, в состав которого входит Microsoft SQL Server, получает информацию от серверов ввода/вывода «Вандервар» (Wonderware), осуществляет ее сжатие и сохранение и выдает необходимые сведения в ответ на SQL запросы клиентов. ПО IndustrialSQL Server – это высокопроизводительная реляционная база данных реального времени.

Кроме того, в базе данных хранятся сведения о произошедших событиях, сводки, конфигурационные параметры, а также информация для обеспечения безопасности доступа, резервного копирования и мониторинга состояния системы.

Программное обеспечение сервера – это высокопроизводительная реляционная база данных реального времени, предназначенная для хранения информации. База сочетает в себе высокую скорость записи данных с возможностью их извлечения стандартными

средствами (SQL).

Одним из важнейших достоинств программного обеспечения сервера является способность осуществлять компрессию записываемых данных в реальном масштабе времени. Экономия дискового пространства по сравнению со стандартными средствами программ SCADA составляет от 50 до 100 раз.

Данные записываются в кольцевой буфер информации (последние несколько часов/дней/месяцев), вновь поступающие данные перезаписывают наиболее устаревшие: двойной линейный буфер (по мере заполнения первого буфера начинается заполняться второй) и двойной буфер с архивацией (по заполнении второго буфера информация переносится на устройства резервного хранения).

Кроме записи данных, программное обеспечение сервера может записывать события, являющиеся комментариями к данным. События могут быть любыми, например, достижение определенного состояния технологического процесса, действия оператора, превышение ресурса оборудования и т. д. После записи событий в базу данных могут производиться определенные действия путем запуска предварительно сконфигурированных процедур или набора SQL-инструкций. Действия могут состоять из генерации отчета, отправки электронной почты или запуска локальных или удаленных процессов.

В программное обеспечение сервера включены также средства для упрощения и ускорения доступа к записанным данным. Так, например, есть специальная область базы данных, в которой хранятся только текущие данные. Это позволяет в одном SQL-запросе получить информацию для построения тренда реального времени. Помимо того, существуют другие функции, облегчающие извлечение данных по каналам, временным срезам.

Вся информация (аналоговые и дискретные сигналы), хранящаяся на

сервере, легко доступна и может быть просмотрена в графическом, табличном виде непосредственно с любой операторской станции или любого персонального компьютера, входящего в систему.

Возможность сохранения работоспособности при отказе отдельных элементов встроена в ядро системы. Для систем со сложной архитектурой это обеспечивает уменьшение количества ошибок и не требует затрат на дорогое оборудование для резервирования системы. Фактически, благодаря опциям поддержания работоспособности системы при отказе элементов программного обеспечения, сервер может быть даже отключен от сети для проведения профилактических или ремонтных работ и при этом не произойдет потери данных.

Многосвязная архитектура клиент-сервер выступает как барьер между промышленной и информационной сетями, предохраняя промышленные сети от переполнения запросами из информационных сетей и в то же время обеспечивая полный доступ к данным информационного уровня в реальном времени.

Как хранилище данных реального времени, программное обеспечение сервера содержит наиболее полную информацию о производстве и обеспечивает доступ к ней. Программное обеспечение сервера может получать данные из множества разнообразных источников. Производственные данные реального времени могут быть автоматически получены непосредственно с OPC-серверов ввода/вывода, с любых из более чем 600 видов контроллеров и устройств сбора информации, поддерживаемых обширной номенклатурой серверов ввода/вывода. Для данных реального времени и данных, получаемых не из промышленной сети, программное обеспечение сервера обеспечивает интеграцию посредством импорта данных из CSV-файлов. В допол-

нение к этому программное обеспечение сервера поддерживает внесение данных с помощью стандартных запросов SQL INSERT и UPDATE.

Все данные, независимо от их источника, вида или времени внесения в базу, полностью интегрируются в единую структуру хранилища, что позволяет получить немедленный доступ к упорядоченной по времени информации. Такая интеграция предназначена для того, чтобы любой клиент смог легко и быстро извлекать исторические данные в сочетании с информацией о конфигурации, технологической сигнализации, событиях и итоговыми данными.

На всех персональных компьютерах АРМ верхнего уровня и АРМ инженера системы установлено программное обеспечение, представляющее собой набор клиентских приложений (Клиенты IndustrialSQL – Active-Factory 8.0) для обработки информации, хранящейся в базе данных реального времени.

Программное обеспечение преобразует большие объемы необработанных данных в своевременную, значимую и выразительную информацию, предназначенную для использования всеми пользователями АСУ ТП. Программное обеспечение «прозрачно» интегрируется с компонентами пакета Microsoft Office, обеспечивая высокоскоростной, двусторонний обмен данными между базой данных и приложениями Word, Excel, а также с программным обеспечением, установленным на операторских станциях.

Программное обеспечение включает в себя:

- инструмент, позволяющий пользователю настраивать тренды (графики) для анализа и мониторинга технологических процессов. Тренд представляет собой графики реального времени и исторические графики данных из базы данных системы в легкой для восприятия графической форме.

Графики аналоговой и/или дискретной информации (от одного или нескольких серверов) могут быть размещены вместе или раздельно, в любом порядке, с любым цветом, в любом количестве и с любым расположением. Анализ и сравнение графиков производится особенно просто благодаря способности программного обеспечения отображать множество трендов одновременно. Аналоговые графики могут также отображать дискретные уставки технологической защиты и сигнализации;

– SQL-утилиту, обеспечивающую эффективный и открытый метод для разработки простых и сложных запросов с целью создания отчетов и удовлетворения требований пользовательских приложений. Пользователи могут динамически создавать SQL-запросы и одновременно видеть результаты. SQL-утилита предоставляет легкий в использовании интерфейс для построения и анализа исполнения запросов, специально разработанных для базы данных. SQL-утилита также служит идеальной платформой для изучения специфического синтаксиса стандартных SQL-запросов. Запросы могут быть скопированы и исполнены в клиентском приложении другой базы данных, например в Microsoft SQL и др.;

– построитель отчетов, т. е. интегрированное дополнение к Microsoft Word, которое помогает создавать стандартные отчеты на основе данных реального времени и исторических данных из базы данных. Используя хорошо знакомый интерфейс MS Word, пользователи могут создавать отчеты и вставлять SQL-запросы непосредственно в свои документы. Эти отчеты могут быть сохранены как шаблоны и применяться при генерировании новых отчетов по запросу, по событию или на основе составленного расписания;

– дополнение к Microsoft Excel, которое помогает пользователям переносить данные из базы данных в таблицу Microsoft Excel. Перенос данных

осуществляется с помощью набора диалогов с дружественным пользователем интерфейсом. Затем к данным из сервера могут быть применены мощные возможности Excel или встроенного мастера Analysis Wizard для анализа. Так же, как и в построителе отчетов, таблица может быть сохранена вместе со встроенными функциями в виде шаблона.

В дополнение к основному программному обеспечению на персональных компьютерах АРМ главного инженера, начальника смены КГЦ (ГЩУ), начальника КТЦ, начальника ЦТАИ, инженера системы установлено программное обеспечение InTouch FactoryFocus 9.0 – Визуализация, предназначенное для просмотра в реальном масштабе времени экранов операторских станций (без права управления и подтверждения сигнализации).

На персональных компьютерах АРМ ОТ (операторские станции № 1 и 2) установлено программное обеспечение FactorySuite Runtime 9.0 60000 тэгов, отличающееся от программного обеспечения компьютеров АРМ верхнего уровня наличием возможности управления запорно-регулирующей арматурой (механизмами собственных нужд) и подтверждения технологической сигнализации.

Функциональная структура СКУ

Система предназначена для реализации информационных, управляющих и вспомогательных функций.

Информационные функции включают получение, обработку и передачу информации о состоянии технологического объекта управления персоналу СКУ или за пределы системы. Информационными функциями системы являются сбор и первичная обработка входной информации, отображение информации, технологическая сигнализация, регистрация информации, документирование информации.

Функция «Сбор и первичная обработка входной информации» выполняет задачи системы по сбору и первичной обработке сигналов от датчиков технологических параметров, технологического оборудования (концевые выключатели арматуры) и аппаратуры (контакты пускателей, ключей, кнопок).

Функция «Отображение информации» выполняет задачи системы по представлению информации на АРМ:

- о состоянии технологического оборудования (узлы технологического оборудования, состояние запорно-регулирующих органов и их перемещение в сторону открытия и закрытия, состояние механизмов собственных нужд, состояние схем управления запорно-регулирующей арматуры и механизмов собственных нужд);

- о значениях технологических параметров (поясняющие надписи, идентификаторы, текущие значения измеряемых параметров и их отклонения за диапазон измерения, отклонения параметров за уставки срабатывания технологических защит и сигнализации);

- о ходе выполнения задач управления (состояние технологических защит и блокировок, параметры настройки автоматических регуляторов, состояние переключателей, кнопок, накладок).

Функция «Технологическая сигнализация» выполняет задачи системы по выявлению признака появления события этой функции (отклонение технологического параметра за установленные пределы, отключение технологического оборудования, отказы измерения, неисправности средств ПТК) и реализации программы действия предупредительной или аварийной сигнализации.

Функция «Регистрация информации» выполняет задачи системы по регистрации событий этой функции (значения параметров, состояние технологического оборудования и аппара-

туры, управляющие команды оператора) и аварийных ситуаций.

Функция «Документирование информации» выполняет задачи системы по представлению информации по запросу пользователей в виде различных документов (протоколы, ведомости, таблицы, графики, сообщения).

Управляющие функции СКУ включают получение информации о состоянии технологического объекта управления, оценку информации, выбор управляющих воздействий и их реализацию. Управляющими функциями системы являются дистанционное управление, технологические защиты и блокировки, автоматическое регулирование.

Функция «Дистанционное управление» выполняет задачи системы по приему команд оператора и их реализации схемами управления (запорно-регулирующая арматура, механизмы собственных нужд и аварийный дистанционный останов).

Функция «Технологические защиты» выполняет задачи системы по организации режимного ввода и ремонтного вывода технологических защит, выявлению признака аварийной ситуации и реализации программы действия технологических защит.

Функция «Технологические блокировки» выполняет задачи системы по выявлению признака появления события этой функции (отклонение технологического параметра за установленные пределы, отключение технологического оборудования) и реализации программы действий технологических блокировок и автоматического включения резерва.

Функция «Автоматическое регулирование» выполняет задачи системы по формированию управляющих воздействий на исполнительные механизмы регулирующей арматуры для реализации законов регулирования с необходимыми алгебраическими и динамическими преобразованиями входной

информации.

Вспомогательные функции включают сбор и обработку данных о состоянии СКУ, представление этой информации персоналу системы или осуществление управляющих воздействий на соответствующие технические и/или программные средства. Вспомогательными функциями системы являются контроль достоверности входной информации, тестирование и самодиагностика ПТК.

Функция «Контроль достоверности входной информации» выполняет задачи системы по диагностике достоверности входной информации и реализации программы, связанной с признаком отказа (неисправности) измерения.

Функция «Тестирование и самодиагностика ПТК» выполняет задачи системы по самоконтролю работоспособности компонентов ПТК и реализации программы действий при выявлении признака отказа компонентов.

Совокупность технических и программных элементов системы, выделенная из всего состава СКУ по

признаку участия в выполнении некоторой функции системы, с позиций пользователя образует следующие подсистемы СКУ: подсистему средств измерений, подсистему дистанционного управления, подсистему технологических защит, подсистему технологической сигнализации, подсистему технологических блокировок, подсистему автоматического регулирования, подсистему информационно-технологических функций.

Выводы

В статье предложен вариант программной части построения многоуровневой автоматической системы управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения на примере СКУ магистральной трубопроводной сети от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве. Материал статьи может быть использован для организации автоматической системы управления в магистральных трубопроводных системах объектов народного хозяйства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автушенко, Н. А.** Автоматические системы управления технологическими процессами энергосистемы РБ / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 110–118.

Статья сдана в редакцию 22 марта 2012 года

Николай Александрович Автушенко, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Nikolai Aleksandrovich Avtushenko, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 625.72:528.4

Ю. А. Катькало, Е. Н. Подстрелова, А. С. Терещенко, Н. В. Тулуевский

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ РАДИУСОВ НА ЗАКРУГЛЕНИЯХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ ЭЛЕКТРОННЫМ ТАХЕОМЕТРОМ

UDC 625.72:528.4

Y. A. Katkalo, Y. N. Podstrelova, A. S. Tereschenko, N. V. Tuluevskiy

THE DETERMINATION OF ACTUAL RADII OF MOTOR ROAD BENDS BY MEANS OF AN ELECTRONIC TACHEOMETER

Аннотация

Представлен новый способ определения действительных радиусов на закруглениях автомобильных дорог с применением электронных тахеометров. Способ используется в ситуациях, когда ограничена видимость круговой кривой закругления. Получена зависимость для оценки точности определения действительного радиуса круговой кривой. Даны условия применения существующего и разработанного способов определения действительных радиусов закруглений.

Ключевые слова:

автомобильная дорога, закругления в плане, определение действительных радиусов, электронный тахеометр.

Abstract

A new technique to determine the actual radii of motor road curvatures by using electronic tachometers is presented. This technique is used in situations where the visibility of a circular curve of the road bend is limited. The dependence for evaluating the accuracy of determining the actual radius of a circular curve is obtained. The conditions for using the existing and developed techniques are given.

Key words:

motor road, bends in the road plan, determination of actual radii, electronic tachometer.

Введение

При строительстве автомобильных дорог, сдаче их в эксплуатацию, при оценке состояния эксплуатируемых дорог требуется надежное определение на местности их геометрических параметров. Геометрические параметры дороги: ширина дорожного полотна, проезжей части, продольные уклоны дороги, поперечные уклоны проезжей части, обочин, углы поворота трассы, радиусы за-

круглений в плане и вертикальных кривых и другие, приведенные в проекте, — являются номинальными, а измеряемые в процессе строительства — действительными. Наибольшие затраты труда и времени приходится на определение действительных радиусов закруглений.

Известно не менее пяти традиционных способов определения действительных радиусов закруглений автомобильных дорог [1–3]. Настоящее время отличается широким внедрением в ин-

женерно-геодезические измерения, в том числе и в дорожном строительстве электронных приборов и новых технологий, основанных на их применении. Существует определение действительного радиуса круговой кривой закругления с помощью электронного тахеометра способом прямоугольных координат.

Подробно этот способ рассмотрен в [4]. Суть этого способа состоит в следующем. В месте расположения закругления, в удобной для наблюдений точке S , которая является свободной станцией, устанавливают электронный тахеометр (рис. 1).

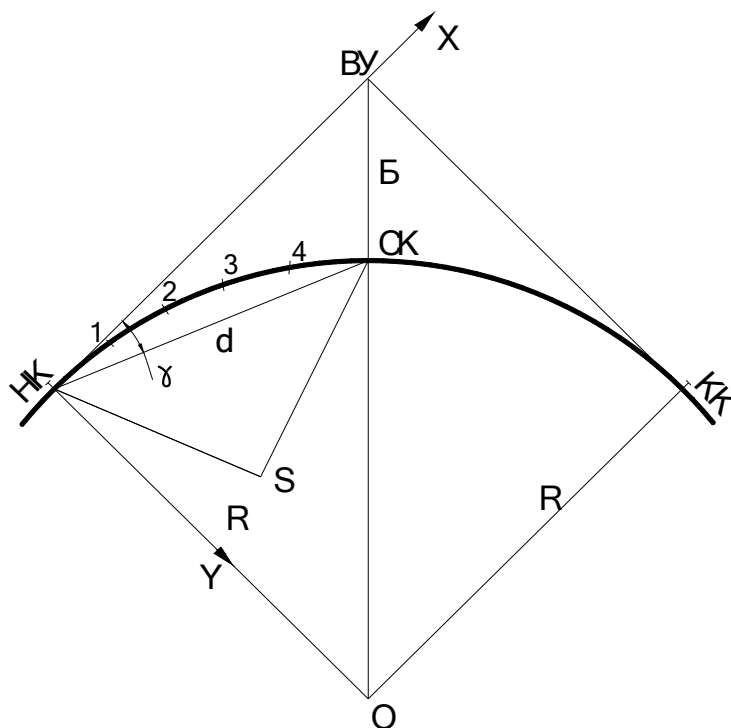


Рис. 1. Определение радиуса закругления способом прямоугольных координат

Измеряют прямоугольные координаты станции S : X_s ; Y_s . Для этого визируют на опорные точки, прямоугольные координаты которых известны. Такими точками являются начало кривой НК, середина кривой СК, конец кривой КК. Начало прямоугольных координат находится в точке НК. Ось X направлена к вершине угла поворота трассы, ось Y перпендикулярна к ней. Прямоугольные координаты начала кривой: $X_{НК} = 0$; $Y_{НК} = 0$. Прямоугольные координаты СК известны или могут быть определены. Для этого измеряют угол γ и расстояние d . Тогда $X_{СК} = d \cos \gamma$; $Y_{СК} = d \sin \gamma$.

На круговой кривой по кромке

проезжей части закрепляют ряд точек 1, 2, 3, Электронным тахеометром измеряют прямоугольные координаты X_i ; Y_i этих точек. По полученным значениям прямоугольных координат вычисляют радиус круговой кривой или круговой части закругления.

$$R = \frac{\sum X_i^2 Y_i + \sum Y_i^3}{2 \sum Y_i^2}. \quad (1)$$

При этом способе радиус определяется по измерениям большого числа точек, расположенных на закруглении. Поэтому имеющиеся отклонения в построенном на местности закруглении от

своего проектного положения компенсируются, и влияние их на величину определяемого радиуса уменьшается. Полученное фактическое положение множества точек закругления позволяет применить этот способ и для оценки плавности закругления автомобильной дороги [4].

Способ прямоугольных координат для определения действительного радиуса закругления электронным тахеометром даёт достаточные по точности результаты во всех случаях, когда он может быть применён. Однако в использовании этого способа имеется существенный недостаток. Для этого способа должны быть закреплены опорные точки и обеспечена видимость на них со станции S . Если опорные точки на местности не закреплены и их трудно восстановить, если местность закрыта лесом, застройкой и нет видимости на

опорные точки со станции электронного тахеометра, приходится отыскивать другие способы. В статье рассмотрен новый подход к определению радиуса закругления в стесненных условиях и разработан способ определения действительного радиуса по двум касательным и углу.

Определение действительного радиуса закругления по двум касательным и углу

Если со станции электронного тахеометра не удастся наблюдать опорные точки, но имеется видимость части круговой кривой закругления, применяется способ определения радиуса по двум касательным и углу.

Устанавливаем электронный тахеометр в удобной для наблюдения точке снаружи кривой, станция S (рис. 2).

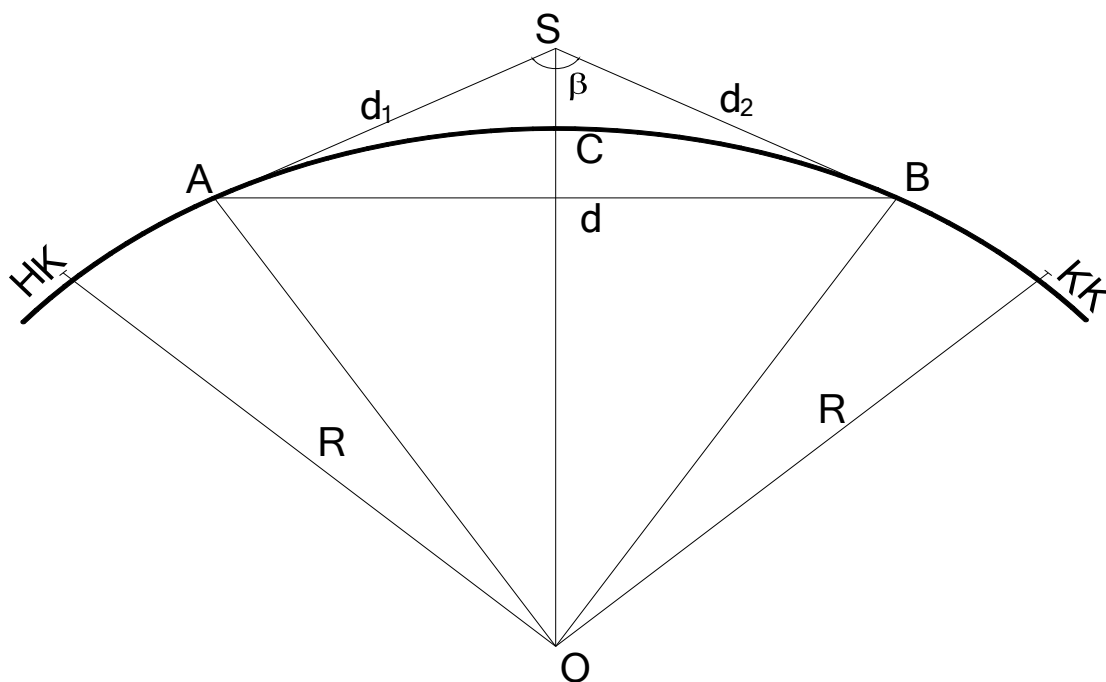


Рис. 2. Определение радиуса закругления по двум касательным и углу

Задаем направления касательных. Для этого отыскиваем на круговой кривой точки касания A и B . Чтобы получить эти точки, устанавливаем вежу на

кромке проезжей части, визируем на нее зрительной трубой электронного тахеометра. Перемещаем вежу по кромке проезжей части, наблюдая за ней в зритель-

ную трубу. Наибольшее отклонение ве-
хи от вертикальной линии сетки задает
положение точки касания, точки А. По-
добным образом получается и положение
точки В. Таким образом, линии SA
и SB являются касательными к круговой
кривой закругления.

Электронным тахеометром изме-
ряем длины касательных (горизонталь-
ные проложения) d_1 , d_2 и угол β между
ними.

Теоретически длины касательных
должны быть равны, но из-за ошибок
разбивочных и строительных работ и
наличия допуска [5] на ширину проез-
жей части они различаются на некото-
рую величину. Примем среднюю длину
касательных d_{cp} при условии, что

$$\frac{d_1 - d_2}{d_{cp}} \leq \frac{1}{300}. \quad (2)$$

Такая точность вполне допустима
при определении действительных ра-
диусов закруглений [1, 2].

Тогда радиус закругления

$$\begin{aligned} R &= d_1 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}; \\ R &= d_2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}, \end{aligned} \quad (3)$$

и окончательно, как среднее значение из
двух измерений,

$$R = d_{cp} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}. \quad (4)$$

Для оценки точности определения
действительного радиуса найдем сред-
нюю квадратическую ошибку m_R . На
основе теории ошибок можно записать

$$\begin{aligned} m_R^2 &= \left(\frac{\partial R}{\partial d_{cp}} \right)^2 m_d^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial \beta} \right)^2 \frac{m_\beta^2}{\rho^2} = \\ &= \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} \cdot m_d^2 + \left(\frac{d_{cp}}{2 \cos^2 \frac{\beta}{2}} \right)^2 \frac{m_\beta^2}{\rho^2} = \\ &= d_{cp}^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} \left(\frac{m_d^2}{d_{cp}^2} + \frac{m_\beta^2}{\rho^2 \sin^2 \beta} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

где m_d – средняя квадратическая ошиб-
ка измерения длины касательной, м;
 m_β – средняя квадратическая ошибка
измерения горизонтального угла, мин;
 ρ – число минут в радиане.

Величина $\frac{m_d}{d_{cp}}$ – это относительная

ошибка измерения длины касательной.

Представим её в виде $\frac{1}{N}$, где N – зна-

менатель относительной ошибки опре-
деления длины касательной. Тогда
средняя квадратическая ошибка опреде-
ления радиуса

$$m_R = d_{cp} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \sqrt{\frac{1}{N^2} + \frac{m_\beta^2}{\rho^2 \sin^2 \beta}}. \quad (6)$$

Примем знаменатель относитель-
ной ошибки определения длины кас-
ательной N равным 300, среднюю квад-
ратическую ошибку измерения горизон-
тального угла m_β равной 0,5'.

Действительный радиус закругле-
ния автомобильной дороги достаточно
определить с относительной ошибкой
 m_R/R не более 1/50. Для такого условия
значения допустимых средних квадра-
тических ошибок определения радиуса
 $m_{R\text{доп}}$ даны в табл. 1.

Исследование полученной зависи-
мости (6) выявило влияние на среднюю
квадратическую ошибку определения
радиуса величины самого радиуса при
разных длинах касательных. Обобщен-
ные результаты приведены на рис. 3. На

рисунке также дана зависимость допустимой ошибки определения радиуса при разных его значениях. Зависимость допустимой ошибки располагается выше возможных значений средних квадратических ошибок определения радиуса.

Это означает, что рассматриваемый способ практически во всех случаях обеспечивает допустимую точность определения действительного радиуса закругления.

Табл. 1. Допустимые средние квадратические ошибки определения радиуса

Радиус закругления R, м	300	500	1000	2000	3000
Допустимая ошибка определения радиуса $m_{R \text{ доп}}$, м	6	10	20	40	60

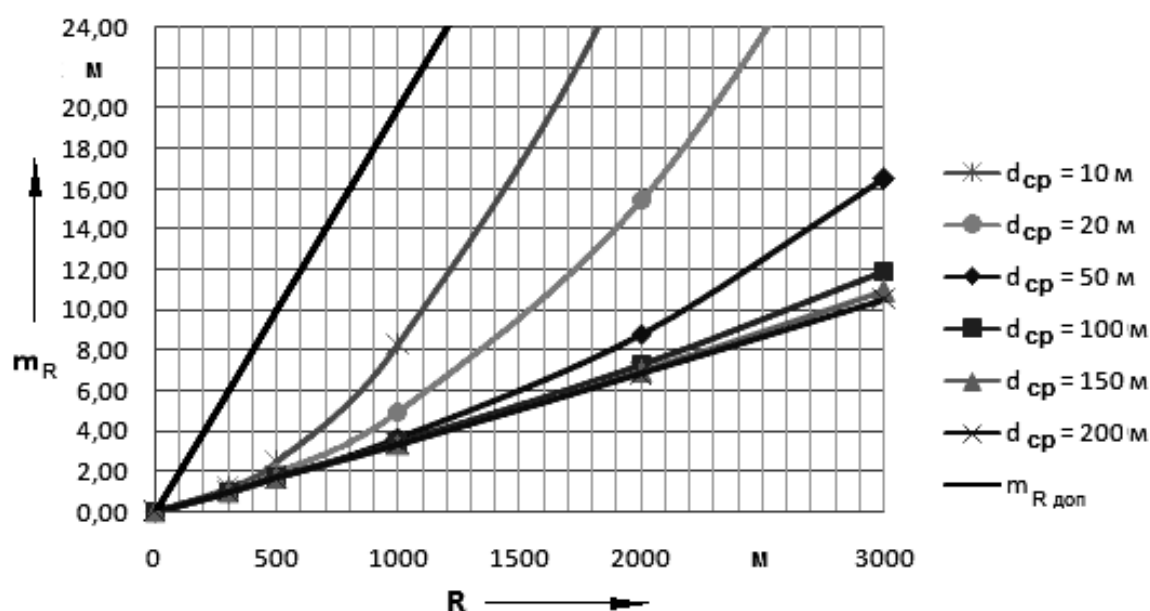


Рис. 3. Зависимость средней квадратической ошибки m_R от величины радиуса R

Практически возможные случаи применения этого способа определяются параметрами закругления и расположением относительно него электронного тахеометра. Дополнительным параметром закругления для этого способа является длина видимой части круговой кривой K_{AB} . Расположение электронного тахеометра характеризуется расстоянием SC от станции S до кромки проезжей части (см. рис. 2). Обозначим это расстояние b .

$$b = R \left(\frac{1}{\cos \left(90^\circ - \frac{\beta}{2} \right)} - 1 \right) = R \left(\operatorname{cosec} \frac{\beta}{2} - 1 \right). \quad (7)$$

При определении радиуса вначале назначаем длину касательной, равную немногим более половины длины видимой части закругления. Этим задается и расстояние b , которое должно соответ-

ствовать еще и величине определяемого радиуса. Зависимость между принятой длиной касательной и расстоянием b при разных значениях радиусов приведена на рис. 4.

После назначения длины касательной и примерной предварительной оценки радиуса R , в соответствии с рис. 4 назначаем расстояние b . Принимать его надо величиной от 1 до 10 м. При этом минимальная величина видимой части круговой кривой должна быть не менее 50...150 м для радиусов 300...3000 м соответственно. Это является условием применения способа по двум касательным и углу.

Длина видимой части круговой кривой, соответствующая заданным ве-

личинам R и d_{cp} , определяется по формуле

$$K_{AB} = \frac{\pi R (180^\circ - \beta)}{180^\circ} = \pi R \left(1 - \frac{\beta}{180^\circ} \right). \quad (8)$$

Угол между касательными

$$\beta = 2 \arctg \frac{R}{d_{cp}}. \quad (9)$$

Чтобы уменьшить влияние погрешностей от нарушения плавности в построенном закруглении, действительный радиус надо определить несколько раз (не менее трех) в различных местах круговой кривой. За окончательное значение радиуса принимается среднее из нескольких его определений.

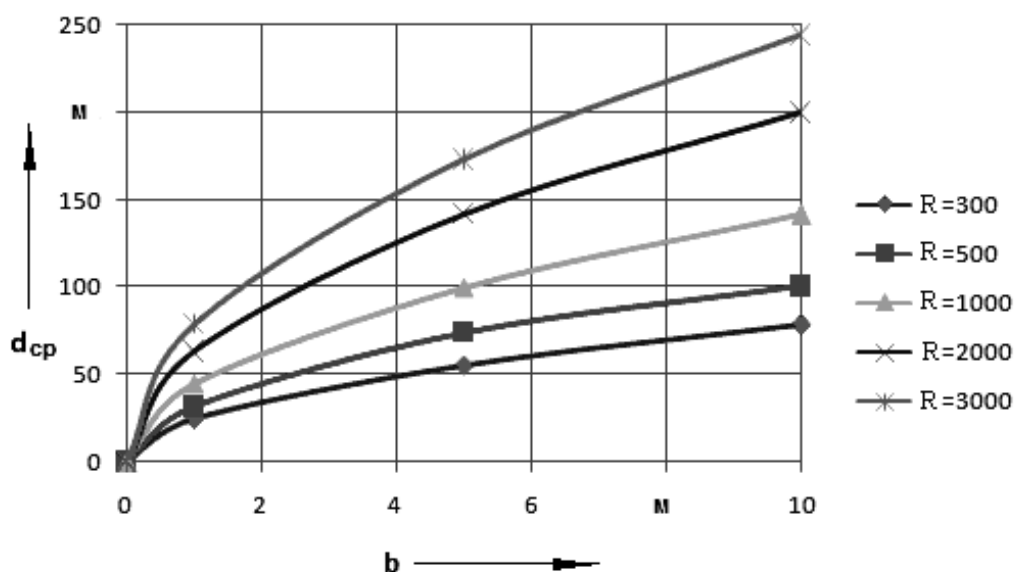


Рис 4. Зависимость между длиной касательной d_{cp} и расстоянием b

Выводы

1. В настоящее время известен способ прямоугольных координат для определения действительного радиуса закругления автомобильной дороги с применением электронного тахеометра. Способ дает точные результаты. Однако обязательным условием применения этого способа является закрепление на местности опорных точек (начало кри-

вой НК, середина кривой СК, конец кривой КК). Должна быть видимость этих точек со станции электронного тахеометра, но это не всегда обеспечивается. При отсутствии такой видимости на длинных закруглениях и в стесненных условиях приходится отыскивать другие способы.

2. В работе предлагается новый способ определения действительного

радиуса закругления электронным тахеометром – по двум касательным и углу между ними. Способ дает достаточные по точности результаты во всех случаях, когда он может быть применен. При этом способе отпадает необходимость в опорных точках, но должна быть обеспечена видимость части круговой кривой закругления. При радиусах закругления 300...3000 м минимальная длина видимой части круговой

кривой должна быть 50...150 м соответственно. Длина каждой касательной при этом примерно равна половине видимой части кривой.

3. Для разработанного способа определения действительного радиуса закругления по двум касательным и углу выполнена оценка его точности и получена зависимость для средней квадратической ошибки определения радиуса закругления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузьмин, В. В. О методике и точности определения радиуса круговой кривой на закруглении автомобильной дороги / В. В. Кузьмин // Инженерная геодезия. – Киев, 1987. – Вып. 30. – С. 46–49.
2. Каткало, Ю. А. Определение геометрических параметров закруглений автомобильных дорог / Ю. А. Каткало // Строительство и эксплуатация автомобильных дорог : сб. науч. тр. – Минск : БелдорНИИ, 2002. – Ч. 3. – С. 39–44.
3. Каткало, Ю. А. Инженерная геодезия. Разбивка трассы и земляного полотна автомобильных дорог / Ю. А. Каткало, А. А. Каткало. – Могилев : МГТУ, 2003. – 152 с.
4. Определение радиусов закруглений автомобильных дорог способом прямоугольных координат / Ю. А. Каткало [и др.] // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1. – С. 98–102.
5. ТКП 059-2007. Автомобильные дороги. Правила устройства. – Минск, 2007. – 94 с.

Статья сдана в редакцию 4 июня 2012 года

Юрий Анатольевич Каткало, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-09-03.

Елена Николаевна Подстрелова, студент, Белорусско-Российский университет.

Анна Сергеевна Терещенко, студент, Белорусско-Российский университет.

Николай Владимирович Тулуевский, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-09-03.

Yury Anatolyevich Katkalo, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-09-03.

Yelena Nikolayevna Podstrelova, student, Belarusian-Russian University.

Anna Sergeyevna Tereschenko, student, Belarusian-Russian University.

Nikolai Vladimirovich Tuluevskiy, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-09-03.

УДК 624.01

И. Л. Опанасюк, С. В. Данилов

БЕТОННЫЕ РАБОТЫ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОЛОНН

UDC 624.01

I. L. Apanasiuk, S. V. Danilov

CONCRETE WORK IN RESTORING THE PERFORMANCE OF REINFORCED-CONCRETE COLUMNS

Аннотация

Выполнен анализ организационно-технологических решений подачи и укладки бетонной смеси при восстановлении эксплуатационных качеств железобетонных колонн.

Ключевые слова:

железобетонные колонны, ремонтно-восстановительные работы, бетонная смесь, транспортирование и подача бетонной смеси, уплотнение и уход за бетоном.

Abstract

The analysis of organizational and technological solutions of concrete mix feeding and placement is made in the course of restoring the performance of reinforced-concrete columns.

Key words:

reinforced-concrete columns, repair and restoration works, transportation and feeding of concrete mix, concrete compaction and curing.

В настоящее время в Республике Беларусь, наряду с возрастанием объемов нового строительства, в большом объеме выполняют работы по реконструкции и модернизации зданий и сооружений. Как показывает практика технической и технологической эксплуатации, увеличение срока службы зданий и сооружений напрямую связано с восстановлением эксплуатационных качеств отдельных конструктивных элементов, особенно элементов первой степени ответственности, локальный отказ которых может привести к полному или ограниченному отказу системы элементов [1]. К таким конструктивным элементам относятся железобетонные колонны, так как они воспринимают и передают на фундаменты все постоянные и временные нагрузки, обеспечивают жесткость и устойчи-

вость каркасов гражданских и промышленных зданий.

Организационно-технологические и конструктивные решения по восстановлению эксплуатационных качеств железобетонных колонн зависят от характера повреждений и категории технического состояния. В соответствии с действующими нормами [2] техническое состояние строительных конструкций характеризуется пятью категориями технического состояния. Наиболее сложными и трудоемкими в исполнении являются технические решения по восстановлению эксплуатационных качеств железобетонных колонн, относящихся к IV категории технического состояния, которые характеризуются многочисленными значительными дефектами и физическим износом 41...60 %.

Для восстановления эксплуатаци-

онных качеств железобетонных колонн, относящихся к IV категорий технического состояния, существует значительный арсенал конструктивных решений, среди которых наибольшее распространение получили следующие: одностороннее и двухстороннее наращивание сечения; железобетонные обоймы и рубашки; стальные обоймы с обетонированием; предварительно-напряженные стальные распорки.

При восстановлении железобетонных колонн, относящихся к IV категории технического состояния, выполняются:

- подготовительные работы и процессы: установка и сдача в эксплуатацию подъемных механизмов, установка и подключение к существующей электросети сварочных трансформаторов; подведение воды и сжатого воздуха к рабочему месту; демонтаж трубопроводов и технологического оборудования, при необходимости отключение силовых кабелей; разгрузка усиливаемой колонны на 35...40 %; установка и закрепление средств подмащивания; подготовка поверхности усиливаемой конструкции (срубка слабопрочного бетона, очистка арматуры от коррозии и обеспыливание поверхности);

- основные работы и процессы: заготовка стальных элементов и арматуры усиления; монтаж стальных элементов и арматуры усиления; включение в совместную работу стальных элементов усиления и усиливаемой колонны; установка опалубки; подача, укладка и уплотнение бетонной смеси; распалубливание конструкции усиления;

- заключительные работы и процессы: уход за бетоном; приемка и сдача выполненных работ.

Бетонные работы, которые ведутся при восстановлении эксплуатационных качеств железобетонных колонн, являются одними из наиболее трудоемких и ответственных. От правильности подбора бетонной смеси и метода производства работ во многом зависит эффектив-

ность работы конструкции усиления железобетонной колонны.

Класс бетона при восстановлении эксплуатационных качеств железобетонных колонн рекомендуется принимать не ниже класса бетона усиливаемой колонны и не ниже класса бетона в соответствии с [3] в зависимости от условий эксплуатации и характеристики окружающей среды. Толщина наращиваний, рубашек и обойм определяется расчетом и принимается с учетом условий укладки и уплотнения бетонной смеси. Минимальная толщина составляет: при укладке бетона вибрированием (крупность заполнителя не более 20 мм) – 80 мм; при укладке бетона торкретированием – 50 мм. Подвижность бетонных смесей, уплотняемых вибрированием, рекомендуется назначать в зависимости от толщины обетонирования: при толщине до 120 мм осадка конуса принимается не менее 6...8 см; при толщине от 120 до 200 мм – от 3...6 см.

Технология производства бетонных работ при восстановлении железобетонных колонн состоит из приготовления, транспортировки, подачи, укладки и ухода за бетоном.

На действующих предприятиях цеха, в которых проводятся ремонтно-восстановительные работы, зачастую стесненные условия, и площадки, отведенные для приготовления бетонной смеси и складирования строительных материалов, строго ограничены. Необходимую бетонную смесь доставляют с бетонных заводов или приготавливают непосредственно на объекте.

Наибольшее применение для механизации приготовления бетонной смеси на объекте получили гравитационные смесители, представляющие собой установленный на опорах опрокидной двухконусный барабан с размещенными на его стенках лопастями. Важным параметром бетоносмесителя является объем приготовляемой за один цикл готовой бетонной смеси, который должен удовлетворять темпу производства бетонных работ. Для качественного

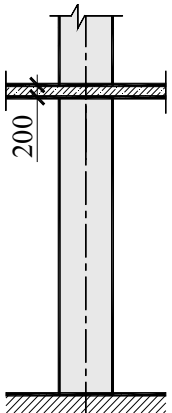
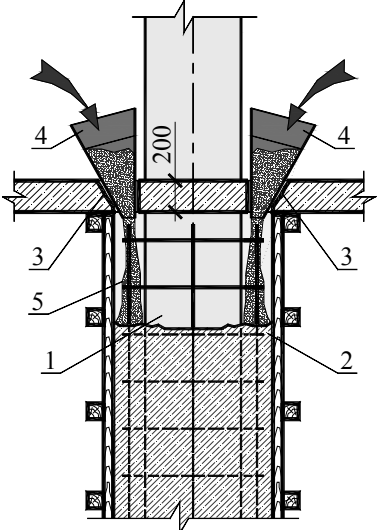
приготовления бетонных смесей необходимо соблюдать точное дозирование исходных составляющих. Способ подачи составляющих смеси к смесителю должен исключать распыл цемента, потери и отсеивание заполнителей.

Транспортирование и подачу бетонной смеси к месту укладки необходимо осуществлять методами, исключающими ее расслоение. Выбор средств механизации для подачи бетонной смеси необходимо производить с учетом объема, расщепленности и условий выполнения бетонных работ. Во всех обоснованных случаях следует применять высокомеханизированные методы подачи бетонной смеси, такие как малогабаритные погрузчики, подъемники, шнековые пи-

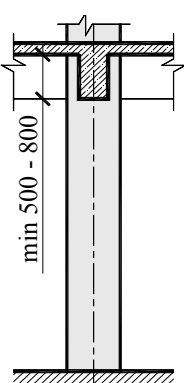
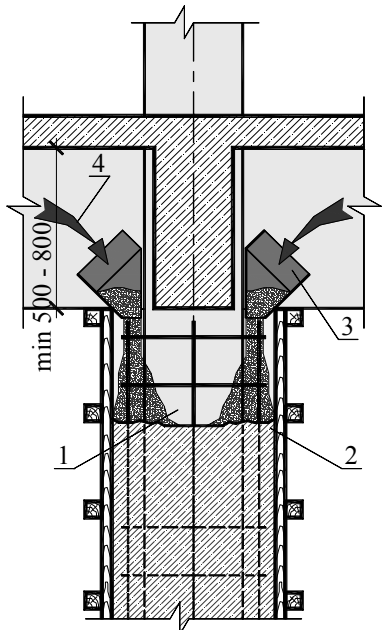
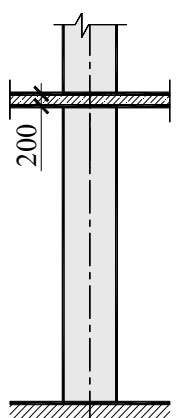
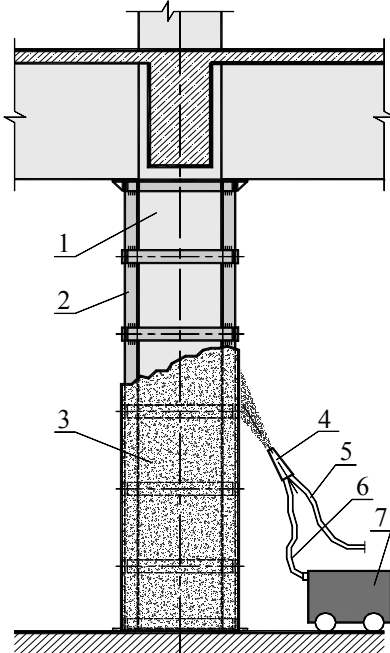
татели и автобетононасосы (при больших объемах бетонной смеси) [4].

При усилении и восстановлении железобетонных колонн самым ответственным и трудоемким процессом является бетонирование верхней части усиливаемой колонны под перекрытием и балками. Учитывая стесненность производства работ в таких местах, подачу бетонной смеси в основном производят вручную. В связи с этим подача и укладка бетонной смеси может производиться следующими способами (табл. 1): через технологические отверстия в перекрытии; через проемы в верхней части опалубки; торкретированием; напорным способом.

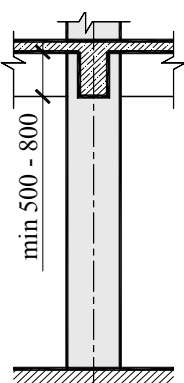
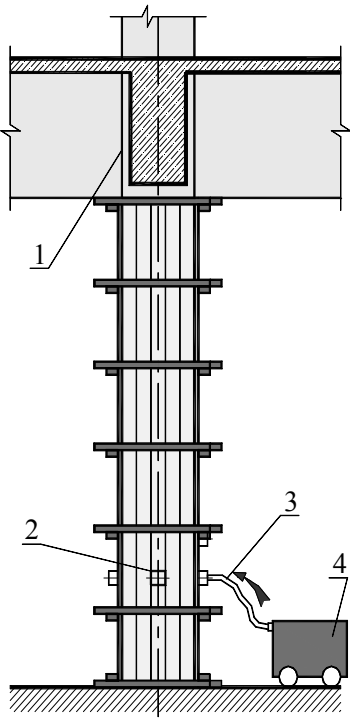
Табл. 1. Организационно-технологические решения подачи и укладки бетонной смеси

Конструкция узла сопряжения колонны с перекрытием	Способ подачи и укладки бетонной смеси	Схема подачи и укладки бетонной смеси	Примечание
1	2	3	4
	1 Бетонирование конструкции усиления через технологические отверстия в перекрытии	 1 – усиливаемая колонна; 2 – железобетонная обойма усиления (обетонирование); 3 – технологические отверстия; 4 – распределительная воронка; 5 – бетонная смесь	Применяется при сопряжении усиливаемой колонны с плоским (безбалочным) перекрытием на завершающем этапе бетонирования оголовка колонны. Бетонная смесь подается через технологические отверстия в перекрытии и при помощи распределительной воронки укладывается в обойму усиления

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
	2 Бетонирование конструкции усиления через проемы в верхней части опалубки	 1 – усиливаемая колонна; 2 – железобетонная обойма усиления (обетонирование); 3 – распределительная воронка; 4 – бетонная смесь	Применяется при сопряжении усиливаемой колонны с балочным перекрытием на завершающем этапе бетонирования оголовка колонны
	3 Бетонирование конструкции усиления торкретированием	 1 – усиливаемая колонна; 2 – усиление стальной обоймой; 3 – торкрет-бетон; 4 – сопло; 5 – материальный шланг; 6 – шланг для воды; 7 – компрессор	Применяется при усилении и ремонте железобетонных конструкций, в том числе и колонн. Торкретирование обеспечивает более высокую плотность, водонепроницаемость, морозостойкость, адгезию к ранее уложенным бетонам

Окончание табл. 1

1	2	3	4
	4 Бетонирование конструкции усиления напорным способом	 1 – усиливаемая колонна; 2 – технологическое окно в опалубке; 3 – патрубков бетоновода; 4 – бетононасос	Применяется при усилении и ремонте железобетонных конструкций, в том числе и колонн

Бетонирование конструкций усиления железобетонных колонн через технологические отверстия в перекрытии целесообразно выполнять при безбалочном сопряжении усиливаемых колонн с перекрытием (см. табл. 1, п. 1).

Бетонирование конструкций усиления железобетонных колонн через проемы в верхней части опалубки рекомендуется применять при сопряжении усиливаемых колонн с балочным перекрытием или покрытием на завершающих этапах бетонирования (см. табл. 1, п. 2).

В некоторых случаях восстановления и усиления железобетонных колонн эффективным методом подачи и укладки бетона является торкретирование (см. табл. 1, п. 3). Различают сухой и мокрый способы торкретирования [5].

Мокрый торкрет-бетон обеспечивает более благоприятные санитарные условия для рабочих и является пред-

почтительным при ремонтно-восстановительных работах внутри цеха. Мокрый способ торкретирования основан на подаче готовой смеси питателями. В сопло для разгона смеси подводят сжатый воздух. Толщина слоя мокрого торкрет-бетона, наносимого на вертикальную поверхность колонны, составляет 15...18 мм и наносится снизу вверх. Сопло установки находится обычно на расстоянии 0,8 м от старого бетона колонны. Оно располагается под прямым углом к поверхности нанесения, но при наличии арматуры допускается наклон сопла под углом на $5...7^\circ$ от нормали.

Для лучшего сцепления «старого» и «нового» бетона при торкретировании поверхность усиливаемой колонны необходимо обработать сухим песком с помощью пескоструйного аппарата [5].

Торкретирование необходимо производить с соблюдением следующих тре-

бований [5]:

- для обеспечения оптимальных условий работы максимальная крупность заполнителя должна быть не более 5 мм для торкретбетона и 15 мм для бетона, наносимого набрызгом;

- до начала работ следует производить пробные набрызги, позволяющие отрегулировать давление воды и воздуха;

- сопло цемент-пушки должно устанавливаться на 0,7...1,0 м от обрабатываемой поверхности, а сопло бетоншприца машины – на расстоянии 1,0...1,2 м;

- в процессе нанесения торкретного слоя сопло следует непрерывно перемещать, толщину наносимого слоя контролировать по маякам;

- при нанесении нескольких слоев каждый следующий необходимо наносить с интервалом, который не должен превышать времени схватывания цемента, чтобы обеспечить хорошее сцепление между слоями;

- поверхность бетона в процессе укладки должна иметь равномерный жирный блеск и не иметь сухих пятен;

- после окончания торкретирования последний слой должен быть выровнен.

При бетонировании конструкции усиления колонны в стесненных условиях реконструируемых объектов может быть рекомендован напорный метод подачи смеси (см. табл. 1, п. 4). Суть метода заключается в непрерывном нагнетании бетонной смеси. Гидродинамическое давление обеспечивается пригрузочным слоем смеси в опалубке, высота которого зависит от консистенции, состава смеси, характера армирования и поперечного сечения конструкции усиления. Для укладки используют бетонные смеси с осадкой конуса 20...25 см при расходе цемента 400...500 кг/м³. Целесообразно использование суперпластификаторов, которые являются и замедлителями схватывания [5].

Достоинства напорного метода – высокая степень механизации труда, исключение вибрационного воздействия на укладываемый бетон, гарантированное качество бетона. Применение напорного метода снижает трудоемкость бетонирования (примерно на одну треть), ускоряет рабочий процесс и уменьшает энергозатраты.

Уплотнение бетонной смеси является самой важной операцией при бетонировании: от качества его выполнения зависит прочность и долговечность бетона, а следовательно, и эффективность конструкции усиления. Основной и наиболее распространенный способ уплотнения бетонной смеси – вибрирование. При вибрировании бетон уплотняется гораздо лучше, чем при ручном уплотнении штыкованием.

Вибрационный способ уплотнения наиболее эффективен при умеренно пластичных бетонных смесях с подвижностью 6...8 см. При применении более подвижных смесей (с осадкой конуса более 10 см) и литых смесей, чтобы избежать расслоения бетона, рекомендуется выполнять уплотнение штыкованием вручную. При применении литых бетонных смесей подвижностью до 22 см следует использовать кратковременную вибрацию (от 2 до 4 с) для удаления заземленного воздуха и полного заполнения смесью бетонируемой конструкции. При подвижности бетонной смеси свыше 22 см допускается безвибрационный метод укладки.

Бетонную смесь конструкции усиления железобетонных колонн вибрируют внутренними (глубинными) и наружными вибраторами [6]. Наиболее удобны для работы в стесненных условиях глубинные вибраторы с гибким валом, которые состоят из рабочего наконечника с эксцентриком, электродвигателя и гибкого вала. В бетонную смесь погружают только рабочий наконечник. Применяя такой вибратор, ра-

бочий большей частью переставляет лишь легкий наконечник; тяжелый электродвигатель переносится значительно реже. Внутренние (глубинные) вибраторы наиболее производительны, дают наилучшее уплотнение бетонной смеси. Наружные вибраторы прикрепляют при помощи имеющихся у них тисков к опалубке и сотрясанием последней передают колебания бетону. Шаг перестановки поверхностных вибраторов должен обеспечивать перекрытие площадкой вибратора границы уже провибрированной зоны на величину от 10 до 20 см. Ввиду трудоемкости перестановки и неравномерности уплотнения бетонной смеси наружные вибраторы в настоящее время при усилении колонн применяют крайне редко.

При укладке бетонную смесь необходимо тщательно уплотнять и распределять вокруг арматуры, а также по углам опалубки до образования сплошной массы без пустот, прежде всего в защитном слое бетона. Продолжительность виброуплотнения устанавливается в зависимости от формы и размеров конструкции, степени армирования и характеристик бетонной смеси. В процессе укладки следует принять соответствующие меры для исключения расслоения бетонной смеси при свободном падении с определенной высоты.

Выбор толщины укладываемого слоя бетонной смеси должен осуществляться с учетом характеристик применяемых вибраторов. Ручные глубинные вибраторы типа «вибробулавы» могут погружаться в бетонную смесь при ее уплотнении на глубину, равную 1,25 длины рабочей части вибратора. Толщина укладываемых слоев не должна превышать 50 см. В случае применения поверхностных вибраторов толщина уплотняемого слоя не должна превышать 25 см в неармированных конструкциях или в конструкциях с одиночной арматурой и 12 см в конструкциях с двойной арматурой [7].

После вынужденной приостановки бетонные работы могут быть возобновлены по достижении ранее уложенным бетоном прочности не менее 2,5 МПа. При этом должны быть выполнены все работы, предусмотренные при подготовке оснований к бетонированию. При многоярусном бетонировании не допускается опирать работающие вибраторы на арматуру и другие закладные части, выступающие из бетона, не набравшего критической прочности.

Для того чтобы уложенный бетон приобрел требуемую прочность в назначенный срок, за ним необходим правильный уход. В противном случае возможно получение низкокачественного, а иногда и непригодного бетона, что вызовет разрушение конструкции усиления колонны, несмотря на хорошие материалы, правильный подбор состава бетона и тщательное бетонирование.

Уход за твердеющим бетоном должен быть организован сразу же после окончания его укладки в конструкцию усиления путем увлажнения и укрытия для поддержания нормальных температурно-влажностных условий твердения. Бетоны на основе расширяющихся цементов до приобретения прочности 10...15 МПа следует укрывать от потери влаги, а после этого (как правило, одновременно со снятием опалубки) увлажнять в течение 7 сут при нормальном твердении. При невозможности увлажнения его поверхность должна быть защищена пленкообразующими материалами. В летнее время уход за бетоном должен вестись непрерывно в течение 7 сут [4]. Поверхность бетона, уложенного в конструкции усиления торкретированием или набрызгом, необходимо покрыть пленкообразующими материалами, препятствующими испарению воды из бетона, или увлажнить. Твердеющий бетон следует предохранять от ударов и сотрясений.

Особенно важен уход за бетоном в

течение первых дней после укладки. Чрезмерная жара, холод, удары и сотрясения тем опаснее для бетона, чем меньше его возраст. Следует помнить, что недостатки ухода в первые дни практически нельзя возместить тщательным уходом в последующем.

Для интенсификации твердения бетона с целью загрузки усиливаемой конструкции в более короткие сроки целесообразно предусматривать тепло-влажностную обработку. Наиболее просто и целесообразно в условиях действующих предприятий осуществлять тепло-влажностную обработку конструкций усиления под брезентом или с использованием паровых рубашек. Для обеспечения равномерности прогрева пар следует подавать через 3...4 м по высоте усиливаемой колонны. Дополнительно должны быть предусмотрены мероприятия для отвода конденсата [7]. Распалубливание усиливаемых конструкций колонн по окончании тепло-

влажностной обработки должно производиться на основании результатов испытаний контрольных кубов, пропариваемых совместно с усиливаемыми колоннами.

Заключение

Выполненный анализ бетонных работ при восстановлении эксплуатационных качеств железобетонных колонн показал, что во всех обоснованных случаях следует применять высокомеханизированные методы подачи и укладки бетонной смеси, такие как малогабаритные погрузчики, подъемники, шнековые питатели, бетононасосы и автобетононасосы (при больших объемах бетонной смеси).

Рекомендации по производству бетонных работ при восстановлении железобетонных колонн были реализованы при выполнении реконструкции подготовительного отделения завода АЦИ ПРУП «Кричевцементношифер».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ТКП 45-1.04-14-2005 (02250).** Техническая эксплуатация жилых и общественных зданий и сооружений. Порядок проведения / МАиС РБ. – Минск, 2006. – 44 с.
2. **ТКП 45-1.04-208-2010 (02250).** Здания и сооружения. Техническое состояние и обслуживание строительных конструкций и инженерных систем, оценка их пригодности к эксплуатации / МАиС РБ. – Минск, 2011. – 27 с.
3. **СНБ 5.03.01-02.** Бетонные и железобетонные конструкции (с изменениями) / МАиС РБ. – Минск, 2003. – 144 с.
4. **П2-2000 к СнИП 3.03.01-87.** Производство бетонных работ на строительной площадке / МАиС РБ. – Минск, 2001. – 54 с.
5. **Совалов, И. Г.** Бетонные и железобетонные работы / И. Г. Совалов, Я. Г. Могилевский, В. И. Остроногольский ; под ред. И. Г. Совалова. – М. : Стройиздат, 1988. – 336 с.
6. **Стаценко, А. С.** Технология бетонных работ : учеб. пособие / А. С. Стаценко. – Минск : Выш. шк., 2005. – 207 с.
7. **ТКП 45-5.03-131-2009 (02250).** Монолитные бетонные и железобетонные конструкции. Правила возведения / МАиС РБ. – Минск, 2009. – 23 с.

Статья сдана в редакцию 22 июня 2012 года

Иван Лукьянович Опанасюк, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-542-96-82.

Сергей Васильевич Данилов, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-745-95-97.

Ivan Lukyanovich Apanasiuk, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-42-96-82.

Sergey Vasilyevich Danilov, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-45-95-97

УДК 691.5.666.96

С. Д. Семенюк, Р. П. Семенюк, М. А. Славинская

ШЕЛКОВАЯ ДЕКОРАТИВНАЯ ШТУКАТУРКА НА ОСНОВЕ ВТОРИЧНОГО СЫРЬЯ ТЕКСТИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

UDC 691.5.666.96

S. D. Semeniuk, R. P. Semeniuk, M. A. Slavinskaya

SILK DECORATIVE PLASTER MADE ON THE BASIS OF SECONDARY RAW MATERIALS OF THE TEXTILE INDUSTRY

Аннотация

Использование вторичного сырья текстильной промышленности при производстве шелковой декоративной штукатурки весьма рентабельно – это ведет к экономии средств в строительстве и снижает себестоимость основной продукции. В статье приводится пример возможности использования вторичного сырья текстильной промышленности при производстве шелковой декоративной штукатурки (жидкие обои) и рассмотрены технологические решения, благодаря которым обеспечивается снижение стоимости готовой продукции до 50 %.

Ключевые слова:

декоративная штукатурка, жидкие обои, вторичное сырье, ресурсосбережение.

Abstract

The usage of second raw materials of the textile industry to produce silk decorative plaster is rather profitable and results in saving funds in construction and reducing cost of the principal product. The paper gives an example of the possibility of using second raw materials of the textile industry in the production of silk decorative plaster (liquid wallpaper) and considers technological solutions which enable reducing the cost of the finished product by 50 %.

Key words:

decoration plaster, liquid wallpaper, secondary raw materials, resource saving.

В последние годы с развитием технологий производства отделочных материалов в Республике Беларусь взят курс на замещение импорта и экономичное использование ресурсов нашей страны. Для реализации поставленной задачи необходимо задействовать также и вторичное сырье, что позволит рационально использовать государственные ресурсы.

К ряду методов решения проблемы можно отнести:

- использование местного сырья для снижения затрат на транспортные расходы;

- уменьшение стоимости готовой

продукции за счет совершенствования технологии производства;

- упрощение компонентного состава.

Существует ряд строительных отделочных материалов, в которых можно использовать вторичное сырье в качестве основного компонента.

При производстве шелковой декоративной штукатурки возможно использование вторичного сырья текстильной промышленности. Декоративная штукатурка занимает не последнее место на зарубежном рынке, однако отсутствует на белорусском рынке. При одинаковых свойствах импортного материала и

предлагаемого разработчиками материала (воздухопроницаемость, пожаробезопасность, антистатичность и т. д.) существенным недостатком зарубежного аналога является цена, которая не-

доступна для потребителей со средним достатком. Расценки импортной шелковой декоративной штукатурки (жидких обоев) представлены в табл. 1.

Табл. 1. Расценки импортной шелковой декоративной штукатурки

Страна-производитель	Название фирмы	Количество вариантов цветового решения	Цена за 1 м ² , тыс. р.	Состав
Франция	Сенидеко	150	64	Целлюлоза, слюда, красители, клеящая связка
	Котекс	80	188	Целлюлоза, хлопок, красители, клеящая связка
Турция	Силкоат	90	95	—
	Бэйромикс коза	90	55	—
Япония	Волана	36	179	Хлопок, кора дуба, измельченное пробковое дерево, лепестки цветов, слюда, желатин, морские водоросли, красители, связующие элементы
Россия	Касавага	—	66	—

В Белорусско-Российском университете был разработан состав шелковой декоративной штукатурки, представляющий собой композицию наполнителя, связующего вещества, антипирена. В качестве наполнителя применялись хлопковые, текстильные и растительные волокна (вторичные материальные ре-

сурсы текстильной промышленности). В качестве связующего вещества использовался клеевой состав. Цена 1 м² предлагаемого материала значительно ниже зарубежных аналогов.

Был проанализирован рынок вторичного сырья Республики Беларусь, данные которого представлены в табл. 2.

Табл. 2. Рынок вторичного сырья в Республике Беларусь

Город	Предприятие	Вид производимого материала
Гродно	ООО «Престиж»	Ватин
Брест	ООО «Буттекстиль»	Ватин холстопрощивной
Могилев	ЗАО СП «Сопотекс»	Хлопчато-бумажные ткани
Могилев	ОАО «Моготекс»	Ватин
п. Новоселки (Могилевская область)	ЗАО «Политекс»	Синтепон
п. Белыничи (Могилевская область)	ОДО «Дунген»	Ватин
п. Николаевка (Могилевская область)	ОДО «Интерстиль»	Ватин

Для снижения затрат на производство шелковой декоративной штукатурки было принято решение использовать местное сырье: ОАО «Моготекс» представляет собой предприятие, производящее

ватин холстопрощивной и имеющее отходы в виде вторичного сырья.

Одним из способов уменьшения стоимости готовой продукции является снижение величины расхода готовой

смеси на 1 м² площади поверхности конструкции путем получения волокон определенной фракции на эксперимен-

тальной дробилке, представленной на рис. 1.



Рис. 1. Экспериментальная дробилка

Для получения дробленой массы из отходов лоскута использована экспериментальная установка, представляющая собой цилиндр, установленный на тумбе с отверстиями для загрузки и выгрузки продуктов измельчения. Дробление осуществляется ножами, установленными в днище цилиндра и приводящимися во вращение электродвигателем.

Техническая характеристика установки. Корпус стальной (диаметр 300 мм, высота 250 мм). В корпусе установлены отражатели по внутреннему периметру. К корпусу крепится электродвигатель с ножами (электродвигатель АОЛ 21.2 мощностью 1,7 кВт, частота вращения – 2800 об/мин; ножи выполнены из стали 65Г толщиной 3 мм). Производительность дробилки ориентировочно – 30...50 г/мин.

Технические характеристики шелковой декоративной штукатурки на основе вторичного сырья текстильной

промышленности, представленные в табл. 3, дают полное представление о свойствах материала.

Полученные свойства материала:

- экологичность – материал изготовлен из натуральных компонентов;
- тепло- и звукоизоляция – обеспечиваются пористой структурой материала;
- пожаробезопасность – материал не горит благодаря наличию в составе антипирена;
- практичность – достигается благодаря отсутствию швов и строительных отходов, скрывает дефекты и неровности покрытий;
- технологичность – легкость приготовления и нанесения состава при помощи шпателя;
- пластичность – обеспечивается высокое качество получаемой поверхности при выполнении работ;
- простота ухода – уборка поверх-

ностей производится традиционным способом — пылесосом. Сильнозагрязненные места, смочив водой, можно снять шпателем, после чего нанести новый слой состава;

– отсутствие запаха при производ-

стве работ – возможность проживания в помещении в процессе производства работ;

– воздухопроницаемость – достигается благодаря пористой структуре материала.

Табл. 3. Технические характеристики шелковой декоративной штукатурки

Показатель	Значение показателя
Расход воды, л/кг	4
Плотность, кг/м ³	850...1050
Адгезия, МПа	1,0...1,3
Время использования, ч	2,5
Рекомендуемая толщина слоя, мм	2...3
Рабочая температура, °С	5...20
Время высыхания, ч	24...72
Токсичность	Отсутствует
Средний расход готовой смеси, кг/м ²	3,5...3,8

Применение материала позволяет решить ряд сопутствующих вопросов:

– задействование промышленных отходов в строительном производстве – обеспечение ресурсосбережения в строительной отрасли;

– снижение затрат на производство декоративной штукатурки до 50 % – обеспечение доступности цены готовой продукции для потребителей со средним достатком.

Предлагаемый материал в 1,7...5,8 раза дешевле зарубежных аналогов. При этом предлагается рациональный способ утилизации промышленных отходов текстильной промышленности. Сопоставление по цене импортной и разработанной шелковой декоративной штукатурки представлено в табл. 4.

Табл. 4. Сравнительный анализ импортной и разработанной шелковой декоративной штукатурки

Страна-производитель	Название фирмы	Цена за 1 м ² , тыс. р.
Франция	Сенидеко	64
	Котекс	188
Турция	Силкоат	95
	Бэйромикс коза	55
Япония	Волана	179
Россия	Касавага	66

В перспективе планируется работа по улучшению свойств материала, расширение сотрудничества с предприятиями, имеющими вторичное сырье и занимающимися их переработкой, для

реализации поставленной задачи по изготовлению шелковой декоративной штукатурки в промышленных масштабах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семенюк, Р. П. Отделочные составы для текстурных покрытий с использованием вторичного сырья / Ю. Г. Болошенко, Е. И. Волкова, М. А. Славинская // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. конф. молодых ученых. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 86.
2. Семенюк, Р. П. Рациональное использование вторичного сырья в отделочных работах / Е. И. Волокова, М. А. Славинская // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – С. 191.
3. Семенюк, Р. П. Структурирующие наполнители в отделочных материалах / М. А. Славинская, М. А. Клименкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 148.

Статья сдана в редакцию 11 мая 2012 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-743-38-72.
Раиса Петровна Семенюк, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-740-04-75.
Майя Александровна Славинская, студент 5 курса, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-240-75-82.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-43-38-72.
Raisa Petrovna Semeniuk, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-40-04-75.
Maya Aleksandrovna Slavinskaya, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-292-40-75-82.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 620.9:323/324

А. Ю. Скриган

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ БЕЛАРУСИ

UDC 620.9:323/324

A. Y. Skryhan

ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY SECURITY OF BELARUS

Аннотация

Рассмотрены экологические аспекты энергетики в контексте реализации национальной концепции энергетической безопасности Беларуси. Проанализированы мероприятия по расширению использования местных и альтернативных источников энергии, обязательства Беларуси по сокращению выбросов парниковых газов в энергетическом секторе, эффективность реализации программ энергосбережения и повышение энергоэффективности народного хозяйства, развитие атомной энергетики.

Ключевые слова:

энергетическая безопасность, экологические аспекты, угрозы, энергоэффективность, атомная энергетика.

Abstract

Environmental aspects of power engineering are considered in the context of implementation of national strategy of energy security of Belarus. Actions for enhancement of local and alternative energy resources using, commitments of Belarus for reducing of green house gases emission in the energy sector, the effectiveness of implementation of programs of energy saving and raising energy efficiency of economy, the development of nuclear power engineering are analyzed.

Key words:

energy security, environmental aspects, menaces, energy efficiency, nuclear power engineering.

Введение

Экономический рост теснейшим образом связан с удовлетворением потребности в энергии и энергетических ресурсах в необходимом качестве и количестве. Производство и потребление энергии является основным лимитирующим фактором развития современ-

ного общества и характеризуется неустойчивостью как в пространственном, так и временном масштабе. Круг энергозависимых уязвимостей в начале столетия расширился до «энергетической дипломатии», угрозы терроризма, политической нестабильности и конфликтов, пиратства, природных катастроф, за-

грязнения окружающей среды и ограниченности запасов топливных ресурсов. Всевозрастающее энергопотребление, зависимость от импорта топливных ресурсов, сосредоточенных в нескольких регионах, и ограничение эмиссии парниковых газов убедили многих в необходимости переосмысления современной энергетической системы и существующих общественных решений и практик в области энергетической безопасности.

Термин «энергетическая безопасность» неоднозначен и многогранен по своей сути. В соответствии с определением Мирового энергетического совета под энергетической безопасностью или безопасностью энергоснабжения понимается уверенность в том, что энергия будет иметься в наличии в том количестве и того качества, которые необходимы при данных экономических условиях. Н. В. Миронов [1] выделяет следующие аспекты энергетической безопасности: военно-политический, экологический, финансовый, технологический и экономический. Экологический аспект энергетической безопасности связан с воздействием топливно-энергетического комплекса на окружающую среду, выбросами продуктов сгорания топлива в атмосферу и, как следствие, возникновением таких проблем, как усиление парникового эффекта и изменение климата, выпадение кислотных осадков, формирование смога и т. д. Отдельно следует отметить тепловое загрязнение водных объектов крупными энергетическими предприятиями. Ужесточение природоохранных мер уже само по себе стало одним из важнейших факторов энергетической безопасности и, как следствие, стимулирует развитие альтернативной энергетики и гидроэнергетики, энергосбережения и энергоэффективных технологий.

Экологический аспект энергетической безопасности приобретает особое значение в связи с проблемой усиления

парникового эффекта и изменения климата Земли. Климатические аспекты развития энергетики активно обсуждаются в странах Европейского союза. «Климатические» стратегии развития энергетического сектора не означают ограничение экономического роста стран. Например, в недавнем докладе Всемирного бизнес-совета по устойчивому развитию (WBCSD, 2005) отмечается, что «ограничение развития – не путь к менее углеродоемкому миру», т. е. для снижения выбросов надо не ограничивать экономический рост, а внедрять новые технологии [2]. Помимо экологических эффектов, реализация «климатических» стратегий развития энергетики имеет своей целью снижение энергозависимости от стран-экспортеров энергоресурсов и обеспечения надежности их поставок [3].

Воздействие энергетики Беларуси на окружающую среду

К экологическим угрозам энергетической безопасности относятся все виды воздействия топливно-энергетического комплекса на состояние окружающей среды. Сжигание топлива обуславливает усиление парникового эффекта, выпадение кислотных дождей, появление смогов в городах. На энергетику Беларуси приходится 64 % выбросов парниковых газов [3]. В структуре выбросов основным парниковым газом является диоксид углерода, его доля составляет более 66 %. Примерно 17,5 % приходится на закись азота, около 16 % – на метан. Выбросы остальных парниковых газов в сумме составляют менее 1 %.

Начиная с 1990 г. выбросы парниковых газов от энергетики сократились практически вдвое (рис. 1).

Наметилась тенденция снижения выбросов парниковых газов на единицу ВВП, что связано с увеличением доли менее энергоемких производств. Однако по-прежнему этот показатель превышает среднемировое значение и аналогичные показатели развитых стран.

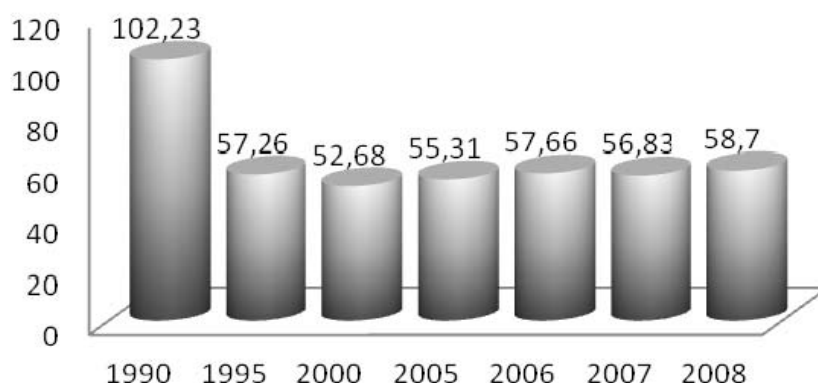


Рис. 1. Выбросы парниковых газов от энергетики, Тг экв. CO₂*

Примечание – * – диаграмма составлена на основе отчета о НИР «Исследования по вопросам адаптации к изменяющемуся климату для Республики Беларусь, подготовка подпрограммы по адаптации к изменяющемуся климату» [4]

Экологизация белорусской энергетики в рамках реализации стратегии энергетической безопасности страны

Концепция энергетической безопасности Республики Беларусь (2007) определяет цели и задачи по обеспечению энергетической безопасности, основные направления ее укрепления, в том числе за счет модернизации и развития энергетических мощностей, развития энергетической инфраструктуры и диверсификации поставок энергоресурсов, повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, увеличения доли местных видов топлива, нетрадиционных и возобновляемых источников энергии в энергетическом балансе страны [5]. Таким образом, максимально возможное использование местных и возобновляемых топливных ресурсов, а также обеспечение экологической безопасности (соответствие развития энергетики возрастающим требованиям охраны окружающей среды) выступают основными принципами обеспечения энергетической безопасности Беларуси.

К направлениям экологизации белорусской энергетики в рамках реализации национальной концепции энерге-

тической безопасности можно отнести:

- использование местных и возобновляемых источников энергии;
- энергосбережение и внедрение энергоэффективных технологий;
- выполнение обязательств по сокращению выбросов парниковых газов;
- развитие атомной энергетики.

Ориентация на местные источники энергии. В настоящее время ориентация на собственные топливные ресурсы – одна из приоритетных задач белорусского правительства. Активное использование местных и альтернативных видов топлива может способствовать диверсификации предложения источников энергии; увеличить энергетическую безопасность дальних и уединенных районов; представить технологии, которые могут быть очень полезными в будущем; создать интересные и потенциально выгодные возможности для сельского хозяйства (например, выращивание культур с высокой теплотворной способностью).

Обеспеченность Беларуси собственными топливно-энергетическими ресурсами недостаточна. Современные промышленные запасы нефти составляют 65 млн т, а прогнозные – 189 млн т. К настоящему времени добыто более 100 млн т

нефти. Ежегодно добывается 1,8 млн т нефти, что покрывает внутренние потребности в нефтепродуктах на 10...12 %. Эксплуатационный фонд ПО «Беларуснефть» включает 544 скважины, ежегодные объемы бурения порядка 65 тыс. м обеспечивают прирост промышленных запасов нефти в объеме 500...510 тыс. т, что компенсирует добычу менее чем наполовину. Разведанные запасы попутного газа оцениваются в 8,1 млрд м³, а объемы годовой добычи составляют около 250 млн м³ [6].

Прогнозные запасы бурых углей в республике оценены в более чем 1,3 млрд т, разведанные – 160 млн т, в том числе детально разведанные – 100 млн т, перспективные – 250 млн т. Наиболее перспективными для промышленного освоения являются месторождения бурых углей в западной части Гомельской области – Житковичское, Бриневское и Тонезское. Кроме указанных месторождений, исследуется Лельчицкое углепроявление. Месторождения бурых углей перспективны для добычи открытым способом с целью обеспечения потребностей населения бытовым топливом, однако сейчас они не разрабатываются по экологическим и экономическим причинам [6].

Промышленные запасы горючих сланцев в Беларуси сосредоточены на двух месторождениях – Любанском и Туровском. Прогнозные ресурсы Любанского месторождения оценены в 1 млрд 223 млн т, из них в предварительно разведанные запасы переведено 901 млн т. Прогнозные ресурсы Туровского месторождения составляют 2 млрд 684 млн т, разведанные – 696 млн т. Белорусские сланцы характеризуются низким качеством: низшая теплота их сгорания составляет 1...1,5 тыс. ккал на 1 кг, зольность – 78...80 %, выход первичной смолы – 7,8...9,5 %, выход летучих соединений – 15...25 %, содержание серы – 2...3 %. Вовлечение ресурсов горючих сланцев в

топливный баланс Беларуси возможно путем их термической переработки с твердым теплоносителем. Эта технология отработана и имеет самую высокую эффективность использования таких полезных ископаемых [7].

Одним из наиболее распространенных и эксплуатируемых видов горючих полезных ископаемых Беларуси является торф, широко используемый для нужд сельского хозяйства и в качестве коммунально-бытового топлива. Известно более 9 тыс. месторождений торфа, из которых около 100 находятся в эксплуатации с объемом годовой добычи около 2,9 млн т [8].

Запасы и объемы использования местных энергетических ресурсов Беларуси представлены в табл. 1.

В направлении максимального использования местных энергетических ресурсов в первую очередь рассматривается вопрос вовлечения в топливно-энергетический баланс горючих сланцев, бурых углей и сланцевого газа. Национальной программой развития местных и возобновляемых энергоисточников на 2011...2015 гг. предусмотрено вовлечение бурых углей в топливно-энергетический баланс к 2021 г. При интенсивном продолжении геологоразведочных работ будет подготовлено шахтное поле с запасами 40...50 млн т и начато строительство первой очереди угледобывающего предприятия мощностью 1,5...2 млн т угля (0,9...1,2 млн т у. т.) в год с началом добычи в 2015 г. и вовлечением бурых углей в топливный баланс страны в полном объеме к 2021 г.

В период до 2020 г. использование горючих сланцев не предусматривается, тем не менее уже в 2011 г. были организованы геологоразведочные работы по поиску сланцевого газа [7]. Речь идет о предварительных поисковых работах, которые необходимы, чтобы определить, есть ли в недрах Беларуси запасы сланцевого газа, где он залегает, на каких глубинах.

Табл. 1. Местные ресурсы энергии Беларуси*

Вид энергоресурсов	Потенциальный запас	Годовой объем использования (добычи), 2006 г.
Древесное топливо и отходы деревообработки, млн т у. т. в год	2,7	1,69
Гидроэнергоресурсы, млн кВт·ч	2270	24
Ветропотенциал, млн кВт·ч	2400	3,04
Биомасса, тыс. т у. т. в год	1620	—
Солнечная энергия, тыс. т у. т.	71 000	—
Коммунальные отходы, тыс. т у. т. в год	470	—
Фитомасса, тыс. т у. т.	640	—
Лигнин, тыс. т у. т.	983	18,2
Этанол и биодизельное топливо, тыс. т у. т.	1000	—
Примечание – * – таблица составлена на основе отчета о НИР «Исследования по вопросам адаптации к изменяющемуся климату для Республики Беларусь, подготовка подпрограммы по адаптации к изменяющемуся климату» [4]		

Согласно стратегии развития энергетического потенциала, к 2014 г. в Беларуси планируется построить горно-химический комбинат по добыче и переработке горючих сланцев мощностью 5 млн т в год. Если ранее переработка горючих сланцев в Беларуси считалась экономически нецелесообразной, то сейчас применяемые во многих странах мира в схожих с Беларусью условиях технологии делают использование этих полезных ископаемых рентабельным. Наиболее перспективными для применения в нашей стране геологи считают эстонские технологии и методы.

К местным видам топлива, которые в перспективе могут использоваться в Беларуси, относят также нефтяной кокс, представляющий собой твердую высокоуглеродистую фракцию, получаемую из тяжелого нефтяного остатка в процессе перегонки нефти. Основными потребителями кокса являются топливные и металлургические предприятия. В соответствии со стратегией развития энергетического потенциала к 2014 г. на ОАО «Нафтан» предполагается ввести в эксплуатацию установку замедленного коксования нефтяных остатков производительностью 462 тыс. т нефтяного кокса в год.

Расширение использования местных видов топлива предполагает вовлечение в топливный баланс торфа, дров и отходов деревообработки. По мнению экспертов, местные виды топлива нельзя рассматривать как способ диверсификации энергетических ресурсов [9]. Использование местных видов топлива – это элемент общей политики энергосбережения, ориентированный на замену централизованных поставок энергии собственным ее производством в ограниченных объемах.

К проблемам расширения использования местных видов топлива в энергетическом балансе относятся [10]:

- необходимость значительных инвестиций;
- возможность применения только для мелких и средних котельных;
- экологические последствия, связанные с выбросами углеводородов и золы.

Таким образом, намеченная цель по производству 25...30 % электро- и теплоэнергии с использованием местных источников энергии представляется труднодостижимой, с высокими альтернативными издержками. Кроме того, широкомасштабное использование местных видов топлива может создать си-

туацию их нехватки, если местные источники энергии будут недоступны в необходимых количествах.

Энергосбережение. В направлении энергосбережения в Беларуси проделана большая работа. Так, согласно официальной статистике, в течение последних 9 лет энергопотребление в Беларуси сократилось на 38 %, в то время как ВВП вырос на 63 %. Ни одной стране не удалось достичь таких разнонаправленных пропорций, причем без масштабной модернизации оборудования и технологий, что заставляет часть экспертов усомниться в реальности цифр по росту ВВП [10]. Так, согласно статистике, за годы реформ в Беларуси потребление угля сократилось в 4 раза, мазута – в 3 раза, а доля газа выросла с 40 до 65 %. При этом по-прежнему производство одного доллара ВВП требует в Беларуси в 4...5 раз больше энергоресурсов, чем в западных странах.

В целом политика Беларуси в области энергосбережения основана на организационно-технических мерах. Однако потенциал низкозатратных и краткосрочных энергосберегающих мероприятий практически исчерпан. Политика энергосбережения включает финансовые меры (субсидии, льготное кредитование, льготные тарифы, налоговые и таможенные льготы, материальное стимулирование), институциональные меры (экспертиза, образование и информирование, реализация программ энергосбережения и научно-технических программ, функционирование инновационных фондов), рыночные механизмы, технические, предписывающие и административные меры. Перечисленные механизмы и меры политики энергосбережения реализуются с разной степенью эффективности и успешности.

В стране действует хорошо отлаженный механизм разработки, утверждения, финансирования, мониторинга и корректировки республиканских, региональных и отраслевых программ

энергосбережения. Успешно реализуется программа развития системы технического нормирования, стандартизации и подтверждения соответствия в области энергосбережения с целью гармонизации с соответствующими стандартами ЕС. Однако следует обратить внимание, что ряд стандартов еще не начал работать в полной мере.

Экспертный потенциал предприятий в области идентификации, разработки и реализации мероприятий и проектов по повышению энергоэффективности еще не удовлетворяет возросшим требованиям [11]. Прежде всего это касается энергоаудита и энергетического менеджмента, бизнес-планирования и обоснования инвестирования. В Республике Беларусь пока отсутствуют законодательные основы для развития таких наиболее эффективных организационно-правовых форм на рынке энергосбережения, как энергосервисные компании (ЭСКО). Сейчас в республике функционируют четыре ЭСКО. Из-за отсутствия нормативной базы в области оказания энергосервисных услуг эти компании работают в основном по простой схеме обычного финансирования мероприятий по строительству мини-ТЭЦ на основе газопоршневых или газотурбинных технологий.

Доля государства в финансировании инвестиций в энергосбережение на протяжении последних 10 лет была устойчивой и составляла 30 % [10]. В современных условиях давления на бюджет вследствие финансового кризиса реализация подобной стратегии невозможна. К тому же прямые государственные вложения, как правило, не обеспечивают необходимую эффективность инвестиций, что связано с незаинтересованностью кредитополучателей в конечном результате. Поэтому предлагаются проекты с небольшой долей заемных средств, что является невыгодным для банков, даже при условии быстрой окупаемости проектов.

Доля инновационных фондов ми-

нистерств и ведомств в финансировании инвестиций в энергосбережение заметно сократилась, что объясняется новым положением о порядке формирования и использования инновационных фондов [11]. Такой подход вполне оправдан, т. к. средства инновационных фондов формируются за счет отчислений, включаемых в себестоимость продукции, и использовать их целесообразно в первую очередь на обновление основных фондов с целью развития и расширения производства.

До появления Директивы № 3 практически отсутствовали такие механизмы реализации политики энергосбережения, как налоговые, таможенные и другие льготы. В настоящее время эти механизмы регулируют снижение затрат при реализации энергоэффективных мероприятий и внедрении возобновляемых источников энергии.

Льготное кредитование и льготные тарифы в стране практически не функционируют [11]. Предприятия редко обращаются к такой форме заимствования, как льготное кредитование, в связи с чрезвычайно сложной процедурой получения льготного кредита. По сути, льготное кредитование начиная с 2006 г. является предоставлением государственной поддержки в виде возмещения из средств республиканского бюджета части процентов за пользование банковским кредитом. Льготные тарифы в настоящее время существуют только для организаций, которые поставляют в сеть электроэнергию, получаемую с помощью нетрадиционных источников и возобновляемых источников энергии, строительство которых осуществлялось без государственной поддержки. Введение льготных тарифов имело обратный эффект и вызвало увеличение издержек предприятий.

Малоэффективным механизмом стимулирования энергосбережения остается материальное стимулирование организаций государственного сектора за внедрение энергосберегающих меро-

приятий, несмотря на то, что этот механизм действует с 1997 г. (с момента введения Порядка премирования руководителей за результаты выполнения мероприятий по экономии топливно-энергетических ресурсов).

Основной недостаток государственной программы энергосбережения в том, что она ориентирована на обеспечение электро- и теплоэнергией низкоэффективной экономики и коммунального хозяйства. При нынешней энергоемкой отраслевой структуре белорусской экономики и сохранении технологий 30- и 40-летней давности любые мероприятия по энергосбережению – это пустая трата времени и финансовых средств [12].

Одно из возможных направлений работы – это мотивации населения в сфере энергосбережения и начало реформ в секторе ЖКХ. Население использует 20 % всей электроэнергии, потребляемой в стране, и 60 % тепловой энергии [12]. Однако тарифы для населения являются относительно низкими и не стимулируют сокращение энергопотребления. Кроме того, для определенных групп потребителей существует множество льгот. Следовательно, реформы в этом направлении (реформа тарифов, установка приборов учета и борьба с энергопотерями, продвижение идей энергосбережения среди населения) будут способствовать снижению энергопотребления и уменьшению потерь в сетях.

В целом сбережение даже малого объема энергии будет более выгодным для Беларуси, чем относительно большой процент перехода на новые источники энергии. Однако, несмотря на ежегодно административно устанавливаемые параметры по снижению энергоемкости ВВП, работа в этом направлении ведется формально и, как следствие, низкоэффективно, поскольку на это либо нет средств, либо экономическая целесообразность вступает в противоречие с политической целесообразностью.

Выполнение обязательств по сокращению выбросов парниковых газов. Республика Беларусь подписала Рамочную Конвенцию ООН об изменении климата в июне 1992 г. и ратифицировала ее в мае 2000 г., решение вступило в силу 9 августа 2000 г. Согласно указу Президента Республики Беларусь от 12 августа 2005 г. страна присоединилась к Киотскому Протоколу, который вступил в силу для Республики Беларусь 24 ноября 2005 г.

Реализация программ по развитию альтернативной энергетики, гидроэнергетики, расширению использования местных видов энергоресурсов вносит определенный вклад в сокращение выбросов парниковых газов. Однако собственно экологические аспекты энергетики не являются основной задачей при использовании альтернативных и местных энергоресурсов, т. к. в первую очередь решается задача снижения зависимости от импорта и повышения эффективности работы топливно-энергетического комплекса.

Развитие альтернативной энергетики ограничивается природными возможностями страны (малые среднегодовые скорости ветра, незначительное количество солнечной радиации, поступающей преимущественно в форме рассеянной радиации, отсутствие геотермальных источников и т. д.), а также необходимостью значительных инвестиций со стороны как государства, так и частного бизнеса. Развитие альтернативной энергетики – насущная потребность современности, однако в ближайшие два десятилетия этот вид энергетики не будет играть существенной роли в топливно-энергетическом балансе Беларуси.

Развитие атомной энергетики. Строительство белорусской атомной станции широко обсуждается в средствах массовой информации и правительственных кругах. Многие эксперты считают, что альтернативы атомной энергетике в Беларуси нет. Среди положи-

тельных эффектов строительства АЭС на территории Беларуси следует выделить следующие: снижение потребности государства в импортных энергоносителях на 25 %; снижение себестоимости энергии на 13 %; снижение уровня использования природного газа; диверсификация поставок энергоресурсов (уран добывают Канада, ЮАР, США, Намибия, Австралия, Франция и др.); развитие современных наукоемких технологий; повышение квалификации кадров; экономическое и социальное развитие региона размещения АЭС.

С другой стороны [8], строительство атомной станции потребует огромных инвестиций в течение долгого периода времени (10...15 лет). Кроме того, развитие ядерной энергетики создаст новый вид высокой зависимости от других стран (России или стран Европейского союза) в смысле технологий, импорта урана и т. д. К тому же существуют экологические (захоронение отходов) и политические опасения, связанные с вхождением Беларуси в число стран – обладателей ядерными технологиями.

С точки зрения экологии появляется новый регион с особым режимом экологической/радиационной безопасности (в дополнение к территориям, подвергшимся радиоактивному заражению в результате аварии на Чернобыльской АЭС), который станет источником потенциальных рисков для страны и центрально-европейского субрегиона. До сих пор не найдены способы надежного и безопасного окончательного захоронения радиоактивных отходов и отработанного ядерного топлива. С другой стороны, сторонники развития ядерной энергетики говорят об отсутствии выбросов загрязняющих веществ при эксплуатации АЭС и возможности значительно снизить выбросы парниковых газов в атмосферу.

В целом решение о строительстве АЭС носит прежде всего политический характер и является попыткой бело-

русского правительства снизить экономическую и политическую зависимость от России. С экономической точки зрения – это амбициозный для бюджета страны проект, прогнозировать успешность реализации которого в настоящее время невозможно.

Заключение

Современная трактовка энергетической безопасности включает военно-политический, экологический, экономический, финансовый и технологический аспекты. Экологический аспект энергетической безопасности связан с загрязнением окружающей среды, эмиссией загрязняющих веществ и воздействием на климатическую систему. Экологизация энергетики и реализация так называемых «климатических» стратегий развития энергетического сектора имеет своими целями экономический рост на основе внедрения энергоэффективных и низкоуглеродных технологий, а также снижение энергозависимости от стран-экспортеров энергоресурсов, обеспечение безопасности транспортной инфраструктуры.

Основные принципы экологизации белорусского энергетического сектора содержатся в национальной концепции энергетической безопасности и включают реализацию таких направлений, как максимальное использование местных и возобновляемых источников энергии, политика энергосбережения, выполнение обязательств по сокращению выбросов парниковых газов, развитие атомной энергетики.

Ориентация на местные и возобновляемые источники энергии является одной из приоритетных задач бело-

русского правительства, однако использование местных видов топлива нельзя рассматривать как способ диверсификации потребляемых энергоресурсов. Расширение использования местных видов энергоресурсов сталкивается с такими проблемами, как необходимость привлечения значительных инвестиций, возможность использования этих энергоресурсов только для мелких и средних котельных при увеличении выбросов в атмосферу углеводородов и золы.

Политика энергосбережения Беларуси основана на организационно-технических мерах, потенциал которых практически исчерпан. Одним из приоритетных направлений должно стать реформирование ЖКХ и мотивация населения в сфере энергосбережения.

Развитие альтернативной энергетики ограничивается природными возможностями страны и необходимостью значительных инвестиций, поэтому вид энергетики не будет играть существенной роли в топливно-энергетическом балансе страны еще несколько десятилетий.

Строительство атомной электростанции – амбициозный проект белорусского правительства, имеющий своей целью снижение энергетической зависимости от России. Экологические последствия строительства БелАЭС неоднозначны: с одной стороны, это возможность снизить выбросы парниковых газов в атмосферу, с другой – проблемы утилизации отработанного ядерного топлива и определенные риски, связанные с функционированием потенциально опасного объекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Миронов, Н. В.** Международная энергетическая безопасность / Н. В. Миронов. – М. : МИТЭК МГИМО МИД России, 2003. – 171 с.
2. Долгосрочные сценарии развития энергетики и климат // Экономическое обозрение. – 2006. – № 4. – С. 53–56.

3. Национальная система мониторинга окружающей среды Республики Беларусь : результаты наблюдений, 2009 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.nsmos.by / content / 425.html](http://www.nsmos.by/content/425.html). – Дата доступа : 24.03.2011.
4. Исследования по вопросам адаптации к изменяющемуся климату для Республики Беларусь, подготовка подпрограммы по адаптации к изменяющемуся климату : отчет о НИР / Минский междунар. образовательный центр им. Й. Пау ; рук. темы Н. К. Крыжановский. – Минск, 2010. – 35 с.
5. Концепция энергетической безопасности Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Национальный правовой портал Республики Беларусь. – Режим доступа : [http : // www.pravo.by](http://www.pravo.by). – Дата доступа : 15.03.2011.
6. Полезные ископаемые Беларуси [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.bygeo.ru / materialy / 471-poleznye-iskopaemye-belarusi.html](http://www.bygeo.ru/materialy/471-poleznye-iskopaemye-belarusi.html). – Дата доступа : 10.06.2011.
7. Поиском сланцевого газа займутся в Беларуси [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.nsmos.by / content/news / item / id/236](http://www.nsmos.by/content/news/item/id/236). – Дата доступа : 03.06.2011.
8. Пятое национальное сообщение Республики Беларусь в соответствии с обязательствами по рамочной конвенции ООН об изменении климата / Национальная система мониторинга окружающей среды Республики Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.climate-ecology.by/](http://www.climate-ecology.by/). – Дата доступа : 12.03.2011.
9. **Дашкевич, В. Ф.** Энергетическая зависимость Беларуси: последствия для экономики и общества / В. Ф. Дашкевич. – Минск : Логвинов, 2005. – 68 с.
10. **Ракова, Е.** Энергетический сектор Беларуси: повышая эффективность : рабочий материал Исследовательского центра ИПМ / Е. Ракова. – Минск, 2010. – 28 с.
11. Предварительный анализ политики и мер в области повышения энергоэффективности в Республики Беларусь (краткая аналитическая справка): отчет о НИР / Департамент по энергоэффективности Гос. ком. по стандартизации Респ. Беларусь ; рук. темы А. Ж. Гребеньков. – Минск : ПРООН, 2011. – 46 с.
12. **Дашкевич, В.** Энергетическая удавка для Беларуси / В. Дашкевич [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // review.w-europe.org / 4 / 2.html](http://review.w-europe.org/4/2.html). – Дата доступа : 01.06.2011.

Статья сдана в редакцию 6 июня 2012 года

Анна Юрьевна Скриган, канд. геогр. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-41-08-82.

Anna Yuryevna Skryhan, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-293-41-08-82.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 338

С. Л. Комарова, А. С. Белясова

МОНИТОРИНГ ФИНАНСОВЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ КОММЕРЧЕСКОЙ ОРГАНИЗАЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТА ОБРАБОТКИ ДАННЫХ СРЕДЫ MS EXCEL

UDC 338

S. L. Komarova, A. S. Belyasova

MONITORING OF FINANCIAL RESULTS OF A COMMERCIAL ORGANIZATION BY USING THE DATA PROCESSING PACKAGE OF MS EXCEL ENVIRONMENT

Аннотация

С точки зрения оценки результатов коммерческой деятельности контроль направлен на оценку стратегических альтернативных вариантов, долгосрочных ключевых результатов, степени их достижения прежде всего в разрезе года. Предложен механизм оценки блока показателей эффективности с помощью средств MS Excel с использованием целевой функции максимизации прибыли.

Ключевые слова:

прибыль, рентабельность, показатели эффективности, механизм оценки, финансовое состояние, платежеспособность, ликвидность, корреляционный анализ.

Abstract

From the point of view of evaluating the results of commercial activities, monitoring is directed at assessing strategic alternative variants, long-term key results, and the degree of their achievement, first of all, in the context of the year. The paper gives the mechanism of evaluating the block of indicators of effectiveness with the help of MS Excel means by using the objective function of profit maximization.

Key words:

profit, profitability, indicators of effectiveness, mechanism of assessment, financial condition, solvency, liquidity, correlation analysis.

Главная цель коммерческой деятельности – получение прибыли через удовлетворение покупательского спроса. Эта цель в равной степени важна как для организаций и предприятий, так и для отдельных лиц, осуществляющих операции купли-продажи на рынке товаров и услуг.

Прибыль как важнейший показа-

тель, отражающий эффективность коммерческой деятельности, является финансовым результатом хозяйствования организации любой формы собственности.

Для характеристики экономической эффективности предприятия и мониторинга развития финансовых результатов, а также в целях прогнозирования и планирования основных показателей дея-

тельности организации на основе проведения сравнительного анализа необходимо знать не только абсолютную величину прибыли, но и ее уровень. Уровень прибыли характеризует рентабельность промышленного предприятия. Этот показатель в странах с рыночной экономикой называют маркой прибыли (коммерческой маркой) [1, с. 11].

Недостаток прибыли (или убыток) и, как следствие, низкая рентабельность оказывают непосредственное влияние на ухудшение финансового состояния любого предприятия.

В ходе исследования был проведен анализ данных показателей одного из предприятий Могилевского района, занимающегося строительно-монтаж-

ными работами, который позволил установить:

1) в анализируемом периоде наблюдается уменьшение суммы получаемой прибыли, в частности, прибыли от реализации работ и услуг (рис. 1).

При этом уменьшение суммы прибыли от реализации продукции, товаров, работ и услуг (сокращение к предыдущему году составило 10,46 %) сопровождается увеличением себестоимости реализуемой продукции (темп прироста в 2011 г. составил 23,57 %;

2) отрицательная динамика показателей рентабельности свидетельствует о сохранении тенденции снижения эффективности хозяйственной деятельности предприятия (рис. 2).

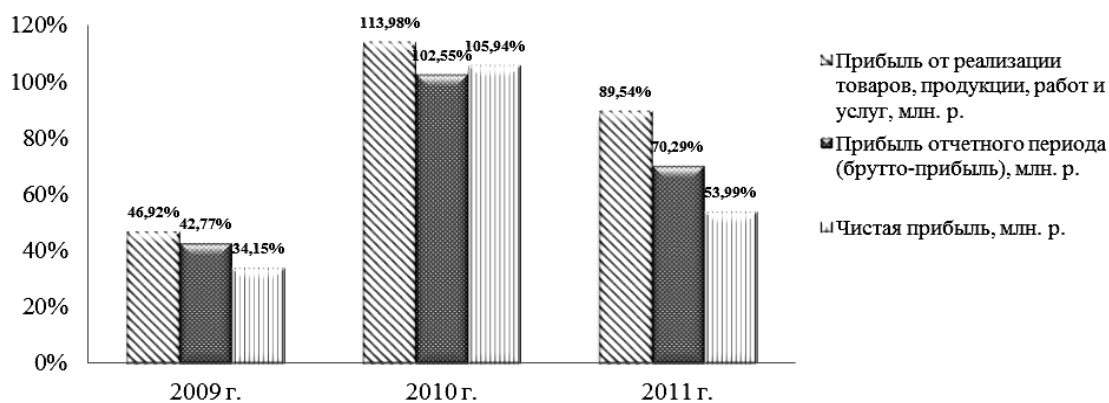


Рис. 1. Динамика показателей прибыли предприятия

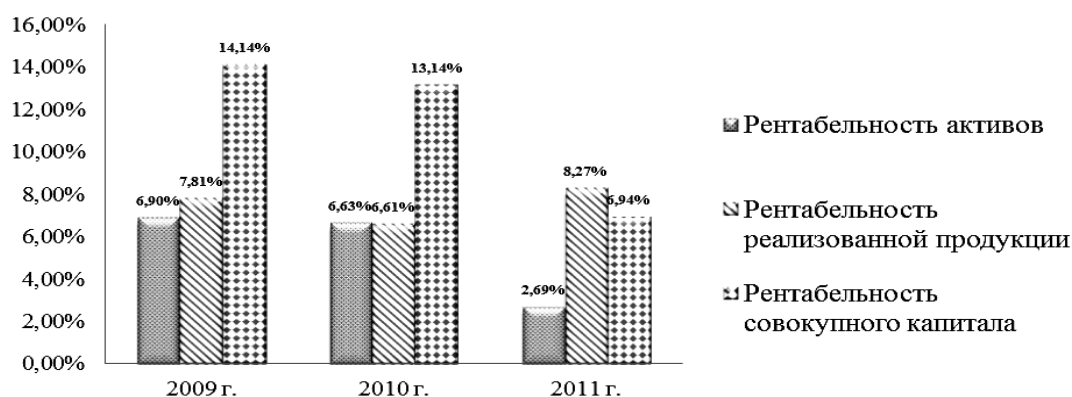


Рис. 2. Динамика уровней рентабельности

Так, рентабельность активов анализируемого предприятия уменьшилась в 2011 г. на 59,38 процентных пункта. Также выявлено снижение рентабельности совокупного капитала на 47,21 процентных пункта.

Основной причиной снижения показателей рентабельности является нерациональное управление финансовыми результатами деятельности предприятия.

Чтобы определить основные пути решения данной проблемы, необходимо установить взаимосвязь между валовой прибылью, прибылью от реализации продукции, товаров, работ и услуг, фондоотдачей и коэффициентом оборачиваемости дебиторской и кредиторской задолженностей. Для этого используется корреляционно-регрессионный анализ с применением средств MS Excel.

В состав Microsoft Excel входит набор средств анализа данных (пакет анализа), предназначенный для решения сложных статистических и инженерных задач.

Для анализа данных с помощью этих инструментов следует указать

входные данные и выбрать параметры.

Анализ можно выполнить с помощью подходящей статистической или инженерной макрофункции, а результат будет помещен в выходной диапазон. Другие средства позволяют представить результаты анализа в графическом виде [2].

Для того чтобы проследить ход развития показателей, взяты помесечные данные за 2011 г. (табл. 1).

В первую очередь необходимо проверить однородность исходных данных и соответствие их нормальному закону распределения. Для этого рассчитывается для каждого показателя эксцесс (мера скупенности данных), асимметрия (мера скошенности данных относительно нормального закона распределения), дисперсия, стандартное отклонение, среднее значение, коэффициент вариации.

Формируется сводная таблица основных статистических характеристик данных (табл. 2) с помощью инструмента «Описательная статистика» в MS Excel.

Табл. 1. Исходные данные для корреляционного анализа

Период	Валовая прибыль, млн р.	Прибыль от реализации, млн р.	Фондоотдача, р./р.	Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности	Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности
Январь 2011	1 168	1 883	8,07	9,32	13,41
Февраль 2011	1 016	1 026	6,26	8,89	7,71
Март 2011	831	839	6,68	7,92	7,79
Апрель 2011	805	781	6,29	7,73	8,65
Май 2011	1 015	1 024	6,79	6,95	8,86
Июнь 2011	858	866	5,69	6,11	8,81
Июль 2011	842	850	6,69	6,99	9,81
Август 2011	819	825	7,61	5,83	10,78
Сентябрь 2011	811	819	6,48	5,77	9,65
Октябрь 2011	777	782	6,06	5,53	9,64
Ноябрь 2011	911	919	7,13	8,48	10,65
Декабрь 2011	874	817	6,72	8,56	11,84
Январь 2012	821	1 686	4,81	9,27	11,71

Примечание – Источник: собственная разработка на основе данных предприятия

Табл. 2. Показатели статистической характеристики исходной информации

Показатель	Валовая прибыль	Прибыль от реализации	Фондоотдача	Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности	Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности
Среднее	888,32	1 009	6,56	7,49	9,95
Стандартная ошибка	31,27	98,57	0,23	0,38	0,47
Медиана	842,11	850,11	6,68	7,73	9,65
Стандартное отклонение	112,73	355,42	0,82	1,38	1,68
Дисперсия выборки	12 708,7	12 6319,9	0,67	1,90	2,83
Экссесс	2,00	3,03	1,14	-1,56	-0,13
Асимметричность	1,56	2,02	-0,25	-0,12	0,59
Интервал	391,43	1 102,14	3,26	3,78	5,70
Минимум	777	781	4,81	5,53	7,71
Максимум	1 168	1 883	8,07	9,32	13,41
Сумма	11 548,2	13 117,01	85,28	97,34	129,32
Счет	13	13	13	13	13

Примечание – Источник: Инструмент MS Excel «Описательная статистика»

Описательная статистика (Descriptive statistics) – техника сбора и суммирования количественных данных, которая используется для превращения массы цифровых данных в форму, удобную для восприятия и обсуждения.

Цель описательной статистики – обобщить первичные результаты, полученные в результате наблюдений и экс-

периментов.

Выбрав в меню Сервис «Пакет анализа» и инструмент анализа «Описательная статистика» (рис. 3), получают одномерный статистический отчет, содержащий информацию о центральной тенденции и изменчивости или вариации входных данных [3].

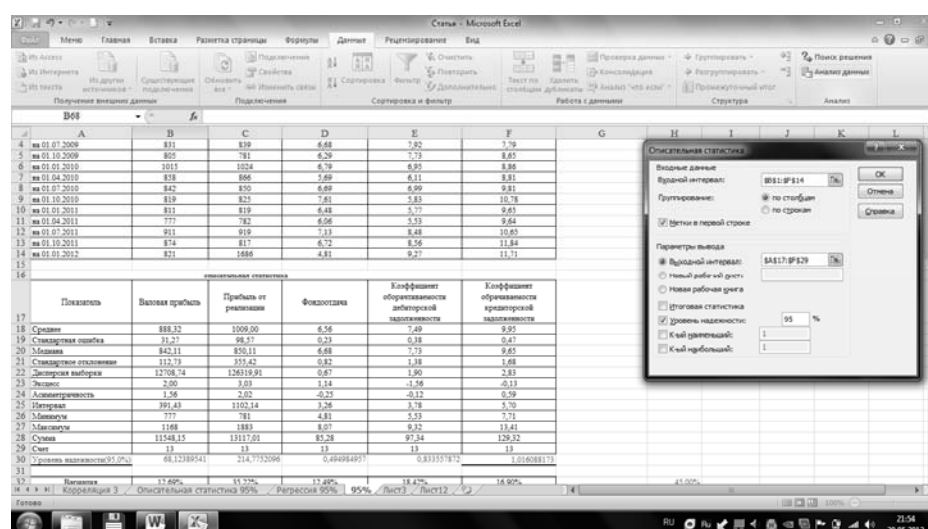


Рис. 3. Инструмент анализа «Описательная статистика» в MS Excel

Учитывая данные табл. 2, определяют коэффициенты вариации по формуле

$$\vartheta_i = \frac{\delta_i}{y_i} \cdot 100, \quad (1)$$

где ϑ_i – коэффициент вариации i -го фактора; δ_i – стандартное отклонение i -го фактора; y_i – среднее значение i -го фактора.

Коэффициент вариации валовой прибыли составляет 12,69 % ($112,73 / 888,32 \cdot 100$), прибыли от реализации – 35,22 % ($355,42 / 1\,009 \cdot 100$), фондоотдачи – 12,49 % ($0,83 / 6,56 \cdot 100$), оборачиваемости дебиторской задолженности – 18,42 % ($1,38 / 7,49 \cdot 100$), оборачиваемости кредиторской задолженности – 16,90 % ($1,68 / 9,95 \cdot 100$).

Вариация не превышает 45 %, следовательно, исходная информация является однородной.

Корреляционный анализ применяется для количественной оценки взаимосвязи двух наборов данных, представленных в безразмерном виде. Корреляционный анализ дает возможность установить, ассоциированы ли наборы данных по величине. Коэффициент корреляции, всегда обозначаемый латинской буквой r , используется для определения наличия взаимосвязи между двумя свойствами [3].

Выбрав в меню Сервис «Пакет анализа» и инструмент анализа «Корреляция», формируют матрицу коэффициентов парной корреляции (табл. 3).

Табл. 3. Матрица парной корреляции

Показатель	Валовая прибыль	Прибыль от реализации	Фондоотдача	Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности	Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности
Валовая прибыль	1				
Прибыль от реализации	0,617533324	1			
Фондоотдача	0,509673971	0,03602251	1		
Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности	0,533793018	0,636508717	0,023143127	1	
Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности	0,300873733	0,636019434	0,326012428	0,351746419	1
Примечание – Источник: Инструмент MS Excel «Корреляция»					

Данные таблицы свидетельствуют о том, что из всех факторов, представленных в модели, наибольшее влияние на валовую прибыль оказывает прибыль от реализации (61,75 %).

Также прослеживается достаточно тесная взаимосвязь между валовой прибылью и коэффициентом оборачиваемости дебиторской задолженности (53,38 %).

Далее вычисляют параметры уравнения множественной регрессии (табл. 4). Для этого в меню Сервис «Пакет анали-

за» выбирают инструмент анализа «Регрессия».

Основная особенность регрессионного анализа – с его помощью можно получить конкретные сведения о том, какую форму и характер имеет зависимость между исследуемыми переменными.

При помощи регрессионного анализа возможно решение задачи прогнозирования и классификации. Прогнозные значения вычисляются путем подстановки в уравнение регрессии параметров значе-

ний объясняющих переменных. Решение задачи классификации осуществляется таким образом: линия регрессии делит все множество объектов на два класса, и

та часть множества, где значение функции больше нуля, принадлежит к одному классу, а та, где оно меньше нуля, – к другому классу [4].

Табл. 4. Регрессионная статистика

Показатель	Значение
Множественный R	0,869504723
R-квадрат	0,756038463
Нормированный R-квадрат	0,634057695
Стандартная ошибка	68,19578538
Наблюдения	13
Примечание – Источник: Инструмент MS Excel «Регрессия»	

Нескоррелированный коэффициент множественной детерминации $R^2 = 0,756038463$ оценивает долю вариации результата за счёт представленных в уравнении факторов в общей вариации результата. Здесь эта доля составила 75,60 %.

Скоррелированный коэффициент множественной детерминации $R^2 = 0,634057695$ даёт такую оценку тесноты связи, которая не зависит от числа факторов в модели и поэтому может сравниваться по разным моделям с разным числом факторов.

Оба коэффициента указывают на высокую детерминированность результата валовой прибыли в модели факторами (прибыль от реализации, фондоотдача, коэффициент оборачиваемости дебиторской и кредиторской задолженностей).

Оценку надёжности уравнения

регрессии в целом даёт F-критерий Фишера. По данным табл. 5 расчетный критерий Фишера $F_{\text{факт}} = 6,198$. Вероятность получения такого значения равна 0,001425476, что не превышает допустимый уровень значимости 5 %.

Следовательно, полученное значение коэффициента детерминации неслучайно, оно сформировалось под влиянием существующих факторов, т. е. подтверждается статистическая значимость всего уравнения регрессии.

Анализируя данные табл. 6, можно сделать вывод: значения t-критерия (критерия Стьюдента) всех факторов выше табличного значения $t_{\text{табл.}} = 2,3646$.

Это означает, что параметры уравнения связи всех факторов являются статистически значимыми и формируются под воздействием неслучайных причин.

Табл. 5. Дисперсионный анализ

Показатель	$F_{\text{факт}}$	Значимость F
Регрессия	6,198013621	0,001425476
Примечание – Источник: Инструмент MS Excel «Регрессия»		

Табл. 6. Вычисление параметров уравнения множественной корреляции

Показатель	Коэффициент	Стандартная ошибка	t-статистика	P-значение	Нижние 95 %	Верхние 95 %
Y-пересечение	263,71	198,72	3,33	0,02211154	-194,54	721,96
Прибыль от реализации	0,24	0,09	2,69	0,02740376	0,03	0,45
Фондоотдача	86,20	26,17	3,29	0,01096793	25,84	146,56
Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности	15,99	18,59	2,86	0,04147229	-26,88	58,87
Коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности	-30,55	16,58	-2,84	0,01026129	-68,78	7,68
Примечание – Источник: Инструмент MS Excel «Регрессия»						

На это же указывает показатель случайных значений параметров регрессии (Р-значение), во всех случаях не превышающий принятого уровня вероятности ошибки (5 %).

Следовательно, значения параметров неслучайны по своей природе, т. е. являются статистически значимыми и надёжными.

В результате исследования было получено следующее уравнение:

$$\text{ВП} = 263,71 + 0,24\text{ПР} + 86,20\text{Ф}_0 + 15,99 \text{К}_{\text{обДЗ}} - 30,55\text{К}_{\text{обКЗ}}, \quad (2)$$

где ВП – валовая прибыль; ПР – прибыль от реализации продукции, товаров, работ, услуг; Ф_0 – фондоотдача; $\text{К}_{\text{обДЗ}}$ – коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности; $\text{К}_{\text{обКЗ}}$ – коэффициент оборачиваемости кредиторской задолженности.

Средние коэффициенты эластичности позволяют оценить, как изменится прибыль при росте факторов на 1 %.

$$\varepsilon_{yxj} = b_j \cdot \frac{x_{cp}}{y_{cp}}, \quad (3)$$

где ε_{yxj} – коэффициент результирующего признака от фактора x_j ; x_{cp} – среднее значение фактора x_j ; y_{cp} – среднее значение результирующего признака; b_j – коэффициент регрессии при x_j факторе.

Для прибыли от реализации коэф-

фициент эластичности равен 0,27 % ($0,24 \cdot 1009 / 888,32$), т. е. при увеличении прибыли от реализации на 1 % валовая прибыль увеличится на 0,27 %.

Для фондоотдачи коэффициент эластичности равен 0,64 % ($86,20 \cdot 6,56 / 888,32$), т. е. при росте фондоотдачи на 1 % валовая прибыль предприятия увеличится на 0,64 %.

Коэффициент эластичности для коэффициента оборачиваемости дебиторской задолженности равен 0,13 % ($15,99 \cdot 7,49 / 888,32$).

Коэффициент эластичности для коэффициента оборачиваемости кредиторской задолженности равен -0,34 % ($-30,55 \cdot 9,95 / 888,32$).

Используя результаты проведенного мониторинга финансовых результатов, можно увеличить прибыль и, как следствие, рентабельность анализируемого предприятия. Следует предпринять ряд определенных мер по следующим направлениям:

1) увеличение прибыли от реализации:

- повышение технического уровня производства;
- внедрение новой, прогрессивной технологии, механизация и автоматизация производственных процессов;
- улучшение использования и применение новых видов сырья и материалов;
- изменение объема и структу-

ры продукции, которые могут привести к относительному уменьшению условно-постоянных расходов (кроме амортизации), относительному уменьшению амортизационных отчислений, изменению номенклатуры и ассортимента продукции, повышению ее качества;

- сокращение непроизводственных расходов из прибыли;

2) рационализация использования основных средств предприятия:

- обновление и техническое совершенствование основных фондов;

- ликвидация бездействующего оборудования (сдача в аренду, лизинг, реализация);

- внедрение научной организации труда;

- улучшение структуры основных фондов, повышение удельного веса их активной части до оптимальной величины;

- повышение уровня квалификации работников;

3) ускорение оборачиваемости дебиторской задолженности:

- постоянный контроль состоя-

ния расчетов с покупателями, особенно по отсроченным задолженностям;

- формирование своеобразного досье на покупателей, как существующих, так и потенциальных;

- разработка эффективной дифференцированной политики работы с покупателями;

- проведение политики привлечения добросовестных клиентов, предложение новых подходов в обслуживании. Например, предоставление скидок за своевременную оплату оказанных услуг, досрочную оплату услуг и т. д.;

- проведение мероприятий, в том числе с привлечением органов власти по взысканию просроченной дебиторской задолженности.

Таким образом высвобождаются значительные суммы, благодаря чему можно увеличить объем производства без дополнительного финансирования, а высвобождающиеся средства использовать в соответствии с потребностями предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Панкратов, Ф. Г.** Коммерческая деятельность : учебник / Ф. Г. Панкратов. – М. : Дашков и К°, 2009. – 500 с.
2. Средства статистического анализа данных // Поддержка Microsoft Office [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // office.microsoft.com / ru-ru / excel-help / HP005203873.aspx](http://office.microsoft.com/ru-ru/excel-help/HP005203873.aspx). – Дата доступа : 15.04.2011.
3. Анализ данных в Microsoft Excel // Машинное обучение Data Mining [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // www.forekc.ru / nr1 / index-korrelyacionnyi_analiz.htm](http://www.forekc.ru/nr1/index-korrelyacionnyi_analiz.htm). – Дата доступа : 15.04.2011.
4. Анализ данных в Microsoft Excel // Машинное обучение Data Mining [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // www.forekc.ru / nr1 / index-regressionnyi_analiz.htm](http://www.forekc.ru/nr1/index-regressionnyi_analiz.htm). – Дата доступа : 15.04.2011.
5. ПО «Финансовый анализ предприятия» // Программа для проведения комплексного финансового состояния предприятия [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // www.faprof.ru / ?leaf=Analiz.htm](http://www.faprof.ru/?leaf=Analiz.htm). – Дата доступа : 15.04.2011.

Статья сдана в редакцию 8 февраля 2012 года

Светлана Леонидовна Комарова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-33-44-51.

Анна Славиковна Белясова, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-259-88-06-01.

Svetlana Leonidovna Komarova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel. +375-293-33-44-51.

Anna Slavikovna Belyasova, student, Belarusian-Russian University. Tel. +375-259-88-06-01.

УДК 338

С. Л. Комарова, Р. П. Семенюк, Д. Д. Сакович

РАСЧЕТ ЦЕНЫ И ОЦЕНКА КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ НОВЫХ ОТДЕЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

UDC 338

S. L. Komarova, R. P. Semeniuk, D. D. Sakovich

CALCULATION OF PRICE AND ASSESSMENT OF COMPETITIVENESS OF NEW FINISHING MATERIALS

Аннотация

Заинтересованность предприятий в результатах своей деятельности усиливает необходимость повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции. Предложена методика оценки конкурентоспособности отделочных строительных материалов методом многокритериальной оптимизации с помощью функции принадлежности, а также выделены группы показателей, по которым можно оценить и охарактеризовать строительные материалы различного состава.

Ключевые слова:

конкурентоспособность, декоративная штукатурка, точка безубыточности, цена, многокритериальная оценка.

Abstract

The interest of businesses in the results of their activities enhances the necessity of raising the competitiveness of manufactured products. The paper presents the techniques of assessing the competitiveness of finishing construction materials by the method of multi-criterion optimization with the help of the membership function. It also singles out groups of indicators, by which construction materials with various compositions can be assessed and characterized.

Key words:

competitiveness, decoration plaster, break-even point, price, multi-criterion assessment.

В современных экономических условиях деятельность каждого хозяйственного субъекта является предметом изучения обширного круга участников рыночных отношений, заинтересованных в результатах его функционирования. Результаты функционирования зависят в итоге от конкурентоспособности продукции, работ, услуг субъекта хозяйствования.

Лабораторией строительных материалов БРУ разработан новый отделочный материал – декоративная штукатурка. При разработке материала опирались на несколько критериев: материал должен быть дешевым, экологически чистым, затраты при его производстве

должны быть минимальными, используемое сырье должно быть не привозным, а местным.

По уникальной технологии, разработанной студентами строительного факультета под руководством Р. П. Семенюк, создан строительный материал, для производства которого используются экологически чистые отходы текстильного производства местных предприятий (ОАО «Моготекс», ЗАО «Сопотекс»).

При предложении нового товара на рынке возникла необходимость в расчете цены нового строительного отделочного материала и оценке его конкурентоспособности.

При расчете цены использовали классическую формулу

$$Ц = И_{\text{пост}} + И_{\text{перем}} + П, \quad (1)$$

где $Ц$ – цена изделия, р.; $И_{\text{пост}}$ – постоянные издержки, р.; $И_{\text{перем}}$ – переменные издержки, р.; $П$ – прибыль.

В постоянные издержки были включены: затраты на аренду производственного и торгового помещения, амортизация оборудования (срок 10 лет), заработная плата руководителя и бухгалтера и проведение рекламной кампании. В итоге они составили 5761250 р.

При расчете переменных издержек учитывали три вида сырья, которое можно приобрести на местных предприятиях: «орешек», «мычка», «путанка». В окончательных расчетах остановились на сырье «орешек», которое хоть и является самым дорогим, но с точки зрения технологического процесса производства отделочных материалов является самым подходящим для изготовления декоративной штукатурки.

В переменные издержки были включены: затраты на сырье и материалы, затраты на упаковку, энергию, транспорт и заработную плату рабочих. Переменные расходы в себестоимости всего выпуска растут пропорционально изменению объема производства, зато в себестоимости единицы продукции они составляют постоянную величину. В рассматриваемом случае переменные издержки составили 22237 р.

При формировании цены также была учтена величина прибыли, которая составила 20 %. Если объем производства в месяц составит 880 кг декоративной штукатурки (при производительности оборудования 5 кг/ч), то цена одного килограмма декоративной штукатурки составит 34540 р.

Проводились расчеты, была найдена точка безубыточности по формуле

$$T_{\text{без}} = \frac{И_{\text{пост}}}{Ц_{\text{ед}} - И_{\text{перем}}^{\text{уд}}}, \quad (2)$$

где $И_{\text{пост}}$ – постоянные издержки, р.; $Ц_{\text{ед}}$ – цена единицы продукции, р.; $И_{\text{перем}}^{\text{уд}}$ – удельные переменные издержки, р.

Таким образом,

$$T_{\text{без}} = 5761250 / (34540 - 22237) = 468 \text{ кг.}$$

Данные расчеты показывают, что за месяц работы можно начать получать прибыль, если провести серьезную рекламную кампанию нового вида отделочных материалов, в основу которой будут заложены расчеты оценки конкурентоспособности декоративной штукатурки.

Ряд предприятий адаптирует управленческий и торгово-технологические процессы к изменениям конкурентной ситуации, но эта адаптация носит разовый характер. Для поддержания конкурентоспособности предприятию требуется не разовый упрощенный проект, а непрерывный, системный процесс совершенствования, интегрированный со всеми структурами хозяйствования и управления.

Экономические условия, сложившиеся в результате мирового экономического кризиса, требуют основательной проработки сложившихся принципов, методов, параметров, подходов и систем изменений развития любой хозяйствующей организации и ее конкурентоспособности в целом, а также конкурентоспособности продукции как основной составляющей.

Экономическая оценка уровня хозяйствования организаций позволит выявить диспропорции в развитии и факторы ухудшения конкурентоспособности, что дает возможность разработать мероприятия по улучшению конкурентных позиций.

Конкурентоспособность товаров раскрывается через систему ее показателей. Они представляют собой совокупность критериев количественной оценки уровня конкурентоспособности. Для потребителя наиболее значимыми являются экономические критерии. Но немаловаж-

ное значение имеют качественные характеристики товара. Товар с низким уровнем качества может быть конкурентоспособен при соответствующей цене. Однако при отсутствии какого-либо свойства он потеряет привлекательность вообще.

Проведем анализ конкурентоспособности декоративной штукатурки на рынке строительных материалов. Необходимо выявление преимуществ нового отделочного строительного материала и создание фактической базы для определения технико-экономической эффективности производства декоративной штукатурки.

Одним из подходов при определении наиболее эффективного строительного материала может служить оценка его конкурентоспособности. Известны методы оценки конкурентоспособности: интегральный, параметрический, сопоставления адаптивности и инновационности, метод расчета единичных и групповых показателей, расчет уровня конкурентоспособности, рейтинговая оценка и др. [2].

Наиболее обоснованным по формализации является метод многокритериального ранжирования, суть которого в использовании функции принадлежности. Эта функция определена в интервале $0 \dots 1$ и используется в качестве безразмерной шкалы для оценки уровня параметров сравниваемых объектов. Каждому фактическому значению функции придается конкретный экономический смысл, связанный с уровнем конкурентоспособности исследуемого способа. Значение функции принадлежности, равное 0, соответствует неприемлемому уровню параметра, значение функции принадлежности, равное 1, соответствует полностью приемлемому уровню параметра. Наивысшее значение имеет тот материал, который имеет наибольший суммарный результат по всем однонаправленным показателям. После этого в соответствии с разработанным интервалом от 0 до 1 определя-

ется уровень конкурентоспособности отделочного материала.

Для сравнения конкурентоспособности исследуемых материалов необходимо найти положение на шкале от 0 до 1, которое займет каждый материал. Чем выше значение агрегирующей функции и чем ближе оно к 1, тем выше конкурентоспособность материала по показателям, характеризующим качественные свойства.

Значение агрегирующей функции является средним геометрическим значением агрегирующих функций принадлежности по различным группам параметров.

Согласно существующим методикам, агрегирующая функция определяется по каждой из групп показателей и является средней геометрической значений аппроксимирующих функций, на основании которой выводится агрегирующая функция принадлежности [4].

В качестве исследуемых показателей, которые достаточно полно оценивают и характеризуют строительные отделочные материалы, выделены следующие группы:

- **технологические характеристики строительных материалов**, к которым относятся экологическая чистота покрытия, паропроницаемость, теплопроводность, пожаростойкость, плотность, звукоизоляция, скорость нанесения декоративного покрытия;

- **экономические характеристики строительных материалов** – стоимость одного квадратного метра отделочных материалов, предварительная подготовка поверхности в стоимостном выражении, стоимость клеящего состава.

Каждый из показателей необходимо оценить с точки зрения функции принадлежности, т. е. найти максимальное и минимальное значение данного показателя и сопоставить эти значения со шкалой, которая приведена ниже. Затем необходимо рассчитать коэффициенты аппроксимирующих функций, определить значение функции в точках,

соответствующих значениям показателей, найти агрегирующие функции по группам показателей и лишь затем определить агрегирующую функцию принадлежности.

Используемый прием решения многокритериальной задачи ранжирования отделочных строительных материалов разного состава разбит на следующие этапы.

Этап 1. Задается функция принадлежности μ_i^j , значение которой характеризует степень удовлетворения потребности отделочного материала в i -й характеристике j -го показателя. Причем если функция равна 0, то значение i -й характеристики неудовлетворительно, а если 1, то потребность в i -й характеристике удовлетворена полностью. Любой исследуемый параметр может быть включен в функцию принадлежности и должны быть заданы максимальные и минимальные его значения.

Этап 2. Определяются значения выбранных показателей, характеризующих отделочный строительный материал, соответствующие узловым значениям функции принадлежности, что способствует использованию данной функции для оценки параметров различной размерности и порядка.

Для рассматриваемого показателя значения функции будут следующими: 0...0,050; 0,2...0,044; 0,37...0,039; 0,63...0,031; 0,8...0,026; 1...0,020

Этап 3. На основе полученных значений рассчитываются коэффициенты аппроксимирующих функций для каждого показателя с помощью построения степенной функции 3-го порядка вида

$$y = a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d.$$

С помощью встроенных в Excel опций подбираются значения коэффициентов a, b, c, d для данного показателя, одновременно строится график функции, наиболее приближенный к

графику шкалы. Затем определяются значения функции для конкретных показателей (рис. 1).

Для показателя теплопроводности функция преобразуется в вид

$$Y = -0,125982710 \cdot x^3 - 2,287775984 \cdot x^2 - 33,17262565 \cdot x + 1,664096.$$

Этап 4. Подставляются в полученные аппроксимирующие функции значения показателей и находятся значения функции принадлежности.

Для декоративной штукатурки значение теплопроводности составляет 0,036 Вт/(м·К), и функция принимает значение, равное 0,46691, для стеклообоев значение теплопроводности – 0,044 Вт/(м·К), а значение функции – 0,20006, для флоков значение теплопроводности – 0,037 Вт/(м·К), а значение функции – 0,43357.

Этап 5. Характеристики разбиваются на группы. Для каждой из групп находят агрегирующие функции $\mu_{\text{г}}^j$ и $\mu_{\text{эк}}^j$, которые предполагается рассчитывать как среднее геометрическое значений функции принадлежности по отдельным признакам, т. е.

$$\mu_{\text{эк}}^j = \sqrt[S_{\text{эк}}]{\mu_{1\text{эк}}^j \cdot \dots \cdot \mu_{S_{\text{эк}}}^j};$$

$$\mu_{\text{п}}^j = \sqrt[S_{\text{п}}]{\mu_{1\text{п}}^j \cdot \dots \cdot \mu_{S_{\text{п}}}^j},$$

где $S_{\text{эк}}$ и $S_{\text{п}}$ – количество показателей в группе.

Этап 6. Рассчитывается показатель конкурентоспособности строительных отделочных материалов как произведение агрегирующих функций. Более конкурентоспособным является материал, имеющий наибольший результат.

С помощью предлагаемого метода производим расчет уровня конкурентоспособности строительных отделочных материалов.

Исходные данные приведены в табл. 1.

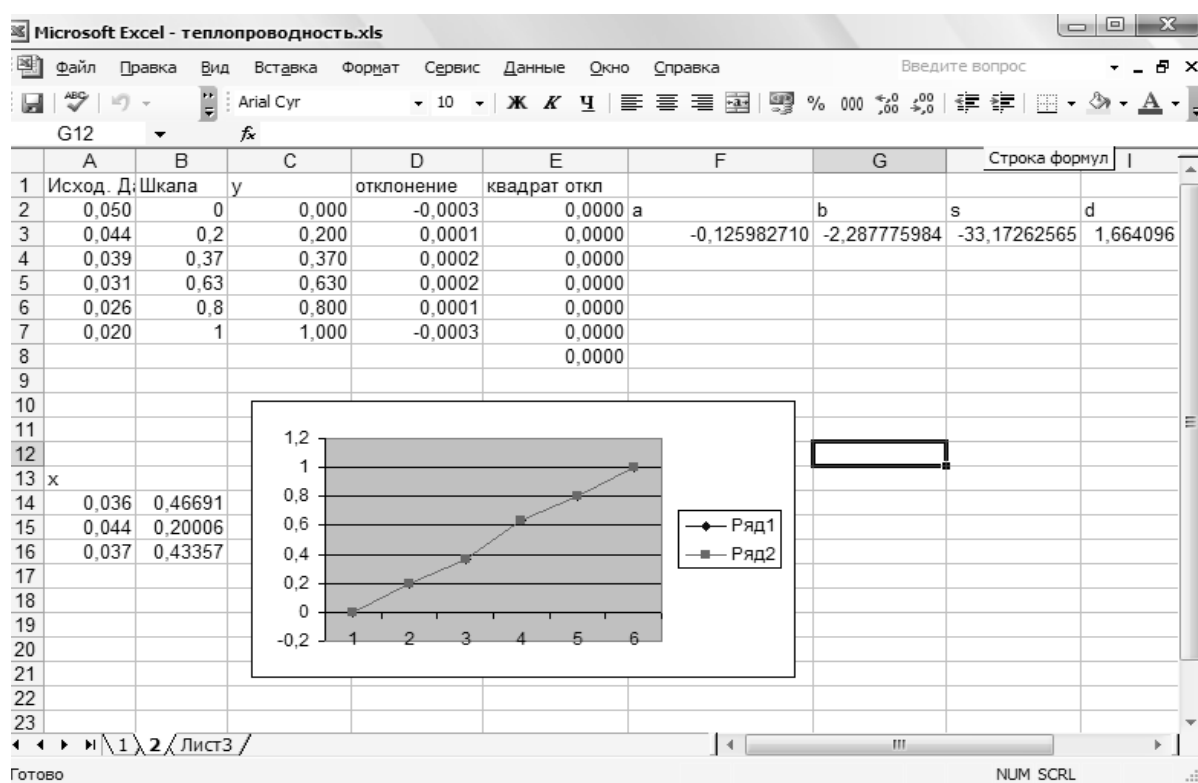


Рис. 1. Показатель теплопроводности

Табл. 1. Значения показателей для отделочных строительных материалов

Показатель	Декоративная штукатурка	Стеклообои	Флоки
1 Технологические параметры:			
теплопроводность, Вт/(м·К)	0,036	0,044	0,037
плотность, кг/м ³	35...75	10...20	15...40
пожаростойкость, классы	1	2	2
звукоизоляция	Высокая	Низкая	Достаточная
паропроницаемость, %	90	85	25
скорость нанесения, м/ч	6	7	5
экологическая чистота, %	98	92	88
2 Экономические параметры:			
подготовка поверхности, у. е. на 1 м ²	3	5	5
клеящий состав, у. е.	0	5	35
минимальная стоимость 1 м ² , р.	34 540	89 000	100 000

Табл. 2. Значения параметров, соответствующие узловым точкам функции принадлежности, и коэффициенты аппроксимирующих функций

Показатель	Функция принадлежности μ						Коэффициент аппроксимирующей функции			
	0,00	0,2	0,37	0,63	0,8	1	a	B	c	D
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,05	0,044	0,039	0,031	0,026	0,04	-0,1259827	-2,2877759	-33,172625	1,664096
Плотность, кг/м ³	5	22	36,45	58,55	73	90	-0,0000145	0,00223931	-0,0846301	0,946792
Пожаростойкость, класс	3	2,4	1,89	1,11	0,6	0	-0,0000099	0,00004491	-0,3333840	1,000008
Звукоизоляция	100	80	63	37	20	0	-0,0000033	0,00045776	-0,0221758	0,912057
Паропроницаемость, %	0	20	37	63	0	100	-0,0000004	0,00000718	0,00962572	0,005868
Скорость нанесения, м/ч	4	5,2	6,22	7,78	8,8	10	-0,0002961	0,00612702	0,12668269	-0,58517
Экологическая чистота, %	0	20	37	63	80	100	-0,0000081	0,00122393	-0,0355238	0,230243
Подготовка поверхности, у. е. на 1 м ²	1	2,8	4,33	6,67	8,2	10	-0,0000234	0,00038250	0,10940979	-0,10939
Клеящий состав, у. е.	40	32	25,2	14,8	8	0	-0,0000049	0,00027843	-0,0283487	0,997784
Минимальная стоимость 1 м ² , р.	100	86	74,1	55,9	44	30	0,0000093	-0,0008040	0,04998748	0,008347

Выявим уровень конкурентоспособности трех отделочных строительных материалов, воспользовавшись выше приведенным методом. Значения параметров, соответствующие узловым точкам функции принадлежности, и коэффициенты аппроксимирующих функций для анализируемых показателей сведем в табл. 2.

В табл. 3 приведены значения функции принадлежности по каждому показателю, характеризующему определенный строительный материал, а также найдены значения агрегирующих функций по группам показателей и составлена агрегирующая функция принадлежности для различных строительных ма-

териалов.

По результатам исследований наиболее конкурентоспособной оказалась декоративная штукатурка. Этот строительный материал дает самое высокое значение агрегирующей функции принадлежности, т. е. этот материал самый конкурентный из трех исследуемых. Таким образом, использование данной методики позволило оценить конкурентные преимущества продукции, обобщить результаты исследований, определить конкурентоспособность как одну из составляющих эффективности хозяйствования субъекта рыночных отношений.

Табл. 3. Значения функции для каждого показателя и агрегирующей функции принадлежности строительных материалов

Показатель	Декоративная штукатурка		Стеклообои		Флоки	
	х	μ	х	μ	х	μ
1 Технологические характеристики						
теплопроводность, Вт/(м·К)	0,036	0,46691	0,044	0,20006	0,037	0,43357
паропроницаемость, %	90	0,90044	85	0,85074	25	0,25036
звукоизоляция	50	0,52447	70	0,44152	13	0,69369
плотность, кг/м ³	50	0,49221	15	0,13201	24	0,00408
пожаростойкость, класс	0	0,66666	2	0,33334	2	0,33334
экологическая чистота, %	98	0,93384	99	0,96568	88	0,60183
скорость нанесения, м/ч	6	0,33153	7	0,50025	5	0,1644
2 Экономические характеристики						
подготовка поверхности, у. е. на 1 м ²	3	0,22165	5	0,44429	5	0,44429
клеящий состав, у. е.	0	0,99778	5	0,86238	35	0,1325
минимальная стоимость 1 м ² , р.	60	0,81252	89	0,37139	100	0,20511
Агрегирующая функция технологических показателей		0,5812		0,3985		0,1933
Агрегирующая функция экономических показателей		0,5643		0,5221		0,2294
Агрегирующая функция принадлежности		0,5727		0,4561		0,2106

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гриневич, М. Н.** Многокритериальная оценка конкурентоспособности предприятия / М. Н. Гриневич, Н. В. Зеленковская // Проблемы экономики и организации производственных и социальных систем : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск : Университетское, 2001. – С. 231.
2. **Гриневич, М. Н.** Производственная стоимость и конкурентоспособность предприятия : монография / М. Н. Гриневич, В. А. Устинович, Н. В. Зеленковская. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – 208 с.

3. **Лапин, Г. Н.** Оценка конкурентоспособности строительных организаций / Г. Н. Лапин // Экономика строительства. – 2000. – № 7. – С. 31–34.

4. **Родионова, Л. Н.** Оценка конкурентоспособности продукции / Л. Н. Родионова, О. Г. Кантор, Ю. Р. Хакимова // Маркетинг в России и за рубежом. – 2000. – № 1. – С. 65–77.

Статья сдана в редакцию 26 апреля 2012 года

Светлана Леонидовна Комарова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-33-44-51.

Раиса Петровна Семенюк, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-40-04-75.

Дарья Дмитриевна Сакович, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-77-09-76.

Svetlana Leonidovna Komarova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-293-33-44-51.

Raisa Petrovna Semeniuk, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-40-04-75.

Darya Dmitriyevna Sakovich, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-293-77-09-76.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3 – 2012

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Художественное оформление обложки

И. А. Алексеюс

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Подписано в печать 07.09.2012. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ № 545.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.