

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

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

*Периодичность – 4 раза в год*

2(55) 2017

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>АКУЛОВИЧ Л. М., ЕРМАШКЕВИЧ Д. Б.</b> Комбинированный метод автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления деталей машин из металлопроката .....	5
<b>АНТИПЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А., ШАМБАЛОВА М. Г.</b> Выбор кинематической погрешности в качестве диагностического параметра для оценки состояния зубчатых передач в эксплуатации.....	16
<b>КУЗНЕЦОВ Ю. Н.</b> Будущее станкостроения – сердцевины машиностроения.....	25
<b>КУЧИК А. С.</b> Математическое моделирование режимов функционирования привода исполнительного органа проходческого комбайна .....	36
<b>ЛЕСКОВЕЦ И. В., БУЖИНСКИЙ А. Д., ЛЕОНЕНКО О. В.</b> Выбор параметров механизма подъема крана мостового типа.....	47
<b>ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ФЕДОСЕНКО А. С.</b> Закономерности формирования механически легированных порошков на основе металлов для газотермических покрытий.....	56

<b>МЕЛЬНИКОВ А. С., МЕЛЬНИКОВ А. А., БИЛЫК О. В.</b> Антиблокировочная система двухколесного мотоцикла, адаптивная к механическому приводу .....	69
<b>МРОЧЕК В. И., МРОЧЕК Т. В., ШАШЕНКО С. Ф., ПУЗИКОВ А. И.</b> Гидравлические системы управления рабочим оборудованием и направлением движения фронтальных погрузчиков .....	77
<b>ПОПОК Н. Н., ХМЕЛЬНИЦКИЙ Р. С., АНИСИМОВ В. С., ГВОЗДЬ Г. И.</b> Комплексные исследования физических и технологических характеристик процесса обработки сферических поверхностей деталей.....	87
<b>САЗОНОВ И. С., ЛУСТЕНКОВ М. Е. , ЛУСТЕНКОВА Е. С., ПРУДНИКОВ А. П., РАЗГОНОВ М. В.</b> Сферические роликовые передачи: расчет на прочность .....	98
<b>ТАРАСИК В. П.</b> Моделирование мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автома- тической трансмиссии автомобиля .....	108
<b>ТАРАСИК В. П.</b> Математическое моделирование прямо- линейного движения автомобиля .....	119

#### ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

<b>ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН А. С., ЛОБИКОВА О. М., ЛОБИКОВА Н. В.</b> Основные факторы устойчивого раз- вития биосферы .....	131
---	-----

#### СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

<b>ЛЕОНОВИЧ И. А., АЛЕКСАНДРИКОВ А. А., ТИТОВ В. В.</b> Анализ основных производственных факторов, обеспе- чивающих долговечность пи-труб для тепловых сетей .....	142
--	-----

- 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

<b>AKULOVICH L. M., YERMASHKEVICH D. B.</b> Combined method for automated designing of technological processes for the manufacture of machine components from profile rolled metal .....	5
<b>ANTIPENKO G. L., SUDAKOVA V. A., SHAMBALOVA M. G.</b> Kinematic error as a diagnostic parameter for assessing gearing condition in use .....	16
<b>KUZNETSOV Y. N.</b> Future of machine-tool manufacture, as a core of mechanical engineering .....	25
<b>KUCHIK A. S.</b> Mathematical modeling of functioning modes of the drive developed for an operating element of the mining and tunneling machine .....	36
<b>LESKOVETS I. V., BUZHINSKI A. D., LEONENKO O. V.</b> Choice of parameters for the lifting mechanism of an overhead crane .....	47
<b>LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., FEDOSENKO A. S.</b> Regularities in formation of mechanically alloyed powders based on metals for gas-thermal coatings .....	56
<b>MELNIKOV A. S., MELNIKOV A. A., BILYK O. V.</b> Anti-locking system of the two-motor motorcycle adaptive to a mechanical drive .....	69
<b>MROCHEK V. I., MROCHEK T. V., SHASHENKO S. F., PUZIKOV A. I.</b> Hydraulic systems to control operating equipment and direction of motion in front-end loaders .....	77
<b>POPOK N. N., HMELNICKY R. S., ANISIMOV V. S., GVOZDZ G. I.</b> Integrated research of physical and technological characteristics of the process of spherical surfaces treatment .....	87
<b>SAZONOV I. S., LUSTENKOV M. E., LUSTENKOVA E. S., PRUDNIKOV A. P., RAZGONOV M. V.</b> Spherical roller transmissions: strength calculation .....	98
<b>TARASIK V. P.</b> Simulation of the mechatronic system for friction clutches control during gear change in automobile automatic transmission .....	108

**TARASIK V. P.** Mathematical modeling of vehicle's  
linear motion ..... 119

**LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION.  
GEOECOLOGY**

**HALIUZHYN S. D., HALIUZHYN A. S., LOBIKOVA O. M.,  
LOBIKOVA N. V.** Fundamental factors of sustainable  
biosphere development ..... 131

**CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE**

**LEONOVICH I. A., ALEKSANDRIKOV A. A., TITOV V. V.**  
Analysis of main factors of production that provide durabi-  
lity of pre-insulated pipes for heat supply networks ..... 142

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 658.51 : 621.81

*Л. М. Акулович, Д. Б. Ермашкевич*

### КОМБИНИРОВАННЫЙ МЕТОД АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ИЗ МЕТАЛЛОПРОКАТА

UDC 658.51 : 621.81

*L. M. Akulovich, D. B. Yermashkevich*

### COMBINED METHOD FOR AUTOMATED DESIGNING OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR THE MANUFACTURE OF MACHINE COMPONENTS FROM PROFILE ROLLED METAL

#### **Аннотация**

На основе анализа методов автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления деталей машин предложен комбинированный метод и разработан алгоритм его функционирования, что позволяет вести проектирование как в автоматическом режиме с применением комплексных технологических процессов, так и в диалоговом режиме с использованием конструкторско-технологических элементов. По результатам исследований разработана и внедрена «Автоматизированная система подготовки производства предприятия по выпуску оборудования для механизации сельскохозяйственных работ», обеспечивающая сквозное проектирование технологических процессов изготовления деталей из металлопроката.

#### **Ключевые слова:**

технологический процесс, автоматический режим, синтез маршрутов и операций, управляющий массив, конструкторско-технологический элемент.

#### **Abstract**

Based on the analysis of methods for automated design of technological processes to be used in the manufacturing of machine components, the combined method and the algorithm for its functioning are proposed, which allow designing to be carried out both in the automatic mode with the use of complex technological processes and in the dialogue mode using design-technological elements. The results of the research have been used in the development and implementation of «Automated system for the preparation of production at the enterprise specializing in manufacture of equipment for agricultural work mechanization», which ensures end-to-end design of technological processes for the production of components from profile rolled metal

#### **Key words:**

technological process, automatic mode, synthesis of routes and operations, managing array, design-technological element.

#### **Введение**

Особенностью современного машиностроительного производства является необходимость частой сменяемости номенклатуры выпускаемых изделий, что вызвано спросом рынка. Для освоения выпуска новых изделий требуется

осуществлять соответствующую технологическую подготовку производства (ТПП), главная задача которой заключается в обеспечении освоения выпуска нового изделия в короткие сроки и с наименьшими затратами [1, 2]. Вместе с тем в себестоимости продукции много-

номенклатурного производства доля затрат на подготовку производства адекватно отражает количество видов выпускаемых изделий.

Основной составляющей в трудоемкости подготовки производства выступают затраты инженерного труда на проектирование технологических процессов. Среди них этап «проектирование технологических процессов» является центральным, главным звеном всей системы ТПП и решающим образом влияет на сроки подготовки и освоения новых изделий, на их качество и конкурентоспособность. С внедрением инновационных технологий возрастает воздействие технологической подготовки производства на эффективность деятельности машиностроительного предприятия и его конкурентоспособность.

В этих условиях нет альтернативы использованию систем автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП) изготовления изделий, которые обеспечивают снижение трудоемкости поиска оптимального проектного решения и сокращают сроки технологической подготовки производства.

Большинство известных [2–6] САПР ТП осуществляют проектирование в интерактивно-алгоритмическом режиме с большей или меньшей степенью автоматизации проектных процедур, а для обработки деталей сложной конфигурации (например, корпусных и т. п.) – в диалоговом режиме с незначительной степенью автоматизации, в том числе посредством текстового редактора Word.

Современные САПР ТП реализуют следующие методы проектирования: автоматический, полуавтоматический, интерактивный (диалоговый) и «по аналогу» [6, 7]. Каждый из перечисленных методов проектирования имеет свои преимущества и недостатки. Общим недостатком САПР ТП, реализующих эти методы проектирования, является неудовлетворительная производитель-

ность проектирования технологических процессов для изготовления относительно несложных деталей. Например, для деталей, поддающихся группированию в технологические группы, интерактивный режим неэффективен, а при применении автоматического режима в большинстве случаев требуется адаптация разработанного технологического процесса к условиям производства.

Решить данную проблему возможно, используя сразу несколько САПР ТП под соответствующие виды деталей. Но такой подход является нецелесообразным по следующим причинам:

- пользователю системы потребуется приобретать несколько различных систем, что усложняет и удорожает проектирование;

- необходимо создание нескольких баз данных и архивов спроектированных технологических процессов;

- у пользователя могут появиться проблемы интеграции систем и вытекающие отсюда организационные сложности.

Другой путь решения проблемы – совершенствование методов проектирования и представления технологической информации, которые составляют базовую основу режимов проектирования в САПР ТП.

### ***Методы представления технологической информации и проектирования в САПР ТП***

Существующие САПР ТП отличаются друг от друга по функциональным возможностям, уровню автоматизации проектных процедур, методам и режимам проектирования технологических процессов. Однако общим для всех систем является то, что процессу проектирования на различных уровнях соответствует определенный состав и последовательность решаемых технологических задач, основные из которых – задачи анализа и синтеза [1, 6].

*Метод анализа* основан на ис-

пользовании унифицированных технологических процессов. Предполагается, что структура единичного технологического процесса не создается заново, а базируется на применении комплексных технологических процессов. Метод анализа является основным методом проектирования технологических процессов. Его применение дает наибольший эффект при использовании групповых и типовых технологических процессов (КТП).

*Метод синтеза* базируется на синтезе маршрутов и операций, то есть на принципе их генерации для проектирования единичных технологических процессов. В основе метода в качестве технологической информации лежат локальные типовые решения, при этом каждая САПР ТП может быть построена на своих индивидуальных алгоритмах. Метод синтеза базируется на использовании конструкторско-технологических элементов (КТЭ). САПР ТП, в которых применен данный метод, универсальны и позволяют разрабатывать технологические процессы для различных классов деталей.

В современных условиях при большой номенклатуре изделий и их частой сменяемости возникает потребность в САПР ТП, совмещающей в себе достоинства проектирования известных САПР ТП и использующей комбинированный метод. Сущность комбинированного метода состоит в том, что САПР ТП должна обладать возможностью применения при проектировании одного и того же технологического процесса разных методов: автоматического (в том числе полуавтоматического), диалогового (в том числе метода структурного синтеза с использованием КТЭ), «по аналогу».

*Автоматический метод* проектирования базируется на технологических алгоритмах, содержащих конкретные технологические решения и условия их выбора в автоматическом режиме. В результате работы САПР ТП в автомати-

ческом режиме формируется вариант технологического процесса. Разработанный системой вариант технологического процесса может быть принят технологом или отредактирован с использованием других режимов работы САПР ТП. В таких САПР ТП требуется максимально подробное описание входных данных о детали – информация с конструкторского чертежа или 3D-модели. Проектировать в автоматическом режиме технологические процессы возможно только на детали, поддающиеся группированию по конструктивно-технологическим признакам. Для каждой группы таких деталей формируют индивидуальные технологические алгоритмы проектирования в САПР ТП.

Например, в САПР ТП «Модуль механической обработки PRAMEN» (разработчик – ОАО «Институт БЕЛОРГСТАНКИПРОМ», РБ) использовано понятие комплексных технологических процессов, являющихся основой автоматического режима функционирования системы. По своей сути КТП представляет собой избыточный типовой технологический процесс для любой детали, входящей в группу с общими конструктивными и технологическими признаками. С другой стороны, КТП – формализованный технологический алгоритм, содержащий операции, модели оборудования и переходы на определенную группу деталей с условиями их назначения. КТП является основой для организации проектирования технологических процессов обработки деталей в автоматическом режиме.

КТП включает структуры, представленные в виде массивов (рис. 1): УМ – управляющий массив; КО – комплексная операция; СО – содержание операции.

Для каждого КТП создается свой управляющий массив. Из структуры управляющего массива происходит определение состава технологического процесса в виде упорядоченного перечня комплексных операций. В УМ пере-

числены все возможные комплексные операции, которые могут встречаться при обработке деталей определенной группы с логическими условиями их назначения. В результате анализа логи-

ческих условий выбираются комплексные операции, из которых формируется состав технологического процесса для каждой конкретной детали.

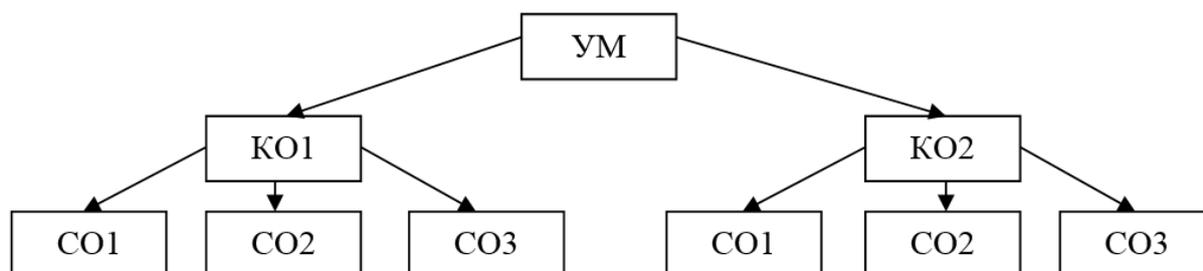


Рис. 1. Типовая структура КТП

Комплексная операция (КО) представляет собой массив, имя которого присваивается из обрабатываемого управляющего массива. В КО описывается перечень входящих операций, на каждую операцию задается перечень моделей оборудования, а также, при необходимости, условия, при выполнении которых будут назначаться операции и модели оборудования. Массивы КО могут входить как в один, так и в несколько УМ, что дает возможность не дублировать, а использовать один и тот же массив КО в разных УМ.

Содержание операции (СО) представляет собой массив, имя которого получено из записи в массиве комплексной операции. В содержании операции задается перечень переходов, которые входят в данную операцию, с условиями их назначения. Это могут быть технологические, вспомогательные, контрольные и ненормируемые переходы.

Достоинства САПР ТП, в которых используется автоматический метод проектирования технологических процессов:

- от технолога не требуется высокой квалификации в предметной области, так как все методики и техноло-

гические алгоритмы проектирования уже заложены в САПР ТП;

- в методиках и технологических алгоритмах можно учесть существующую специализацию и традиции производственных подразделений;

- достигается максимальный уровень автоматизации проектирования по сравнению с диалоговым методом;

- имеется возможность углубленной адаптации САПР ТП к условиям конкретного предприятия по нормативно-справочным данным (средства технологического оснащения), базам данных и технологическим алгоритмам.

Совместно с автоматическим режимом работы в САПР ТП применяется *полуавтоматический режим*, который позволяет редактировать технологический процесс, сформированный в автоматическом режиме (на уровне оборудования, операций и переходов).

Однако для автоматического проектирования технологических процессов изготовления деталей, не поддающихся группированию (например, детали сложной конфигурации, получаемые из индивидуальных отливок), требуется разработка индивидуальных технологических алгоритмов для каждой детали, что экономически нецелесообразно.

*Интерактивный (диалоговый) метод* построен на проектировании технологического процесса посредством диалога пользователя с САПР ТП. Технолог, взаимодействуя с базой данных системы через интерфейс, в диалоговых окнах формирует маршрут обработки, оснащает и нормирует технологический процесс, задает его параметры. Разновидностью этого метода является структурный синтез технологического процесса с использованием КТЭ. Формирование технологического процесса изготовления детали методом структурного синтеза происходит путем совмещения выбранных вариантов обработки всех КТЭ детали. Каждую деталь можно

представить в виде совокупности ее КТЭ (рис. 2). Соответственно, конструкторско-технологическая модель детали – это совокупность входящих в нее КТЭ. Для каждого КТЭ должны быть определены геометрические параметры, варианты технологии обработки, а также условия выбора требуемого варианта технологии обработки. На основании фактических значений геометрических параметров для каждого КТЭ происходит выбор требуемого варианта технологии его обработки. Технологический процесс изготовления детали синтезируется из выбранных вариантов технологии обработки всех входящих в эту деталь КТЭ.

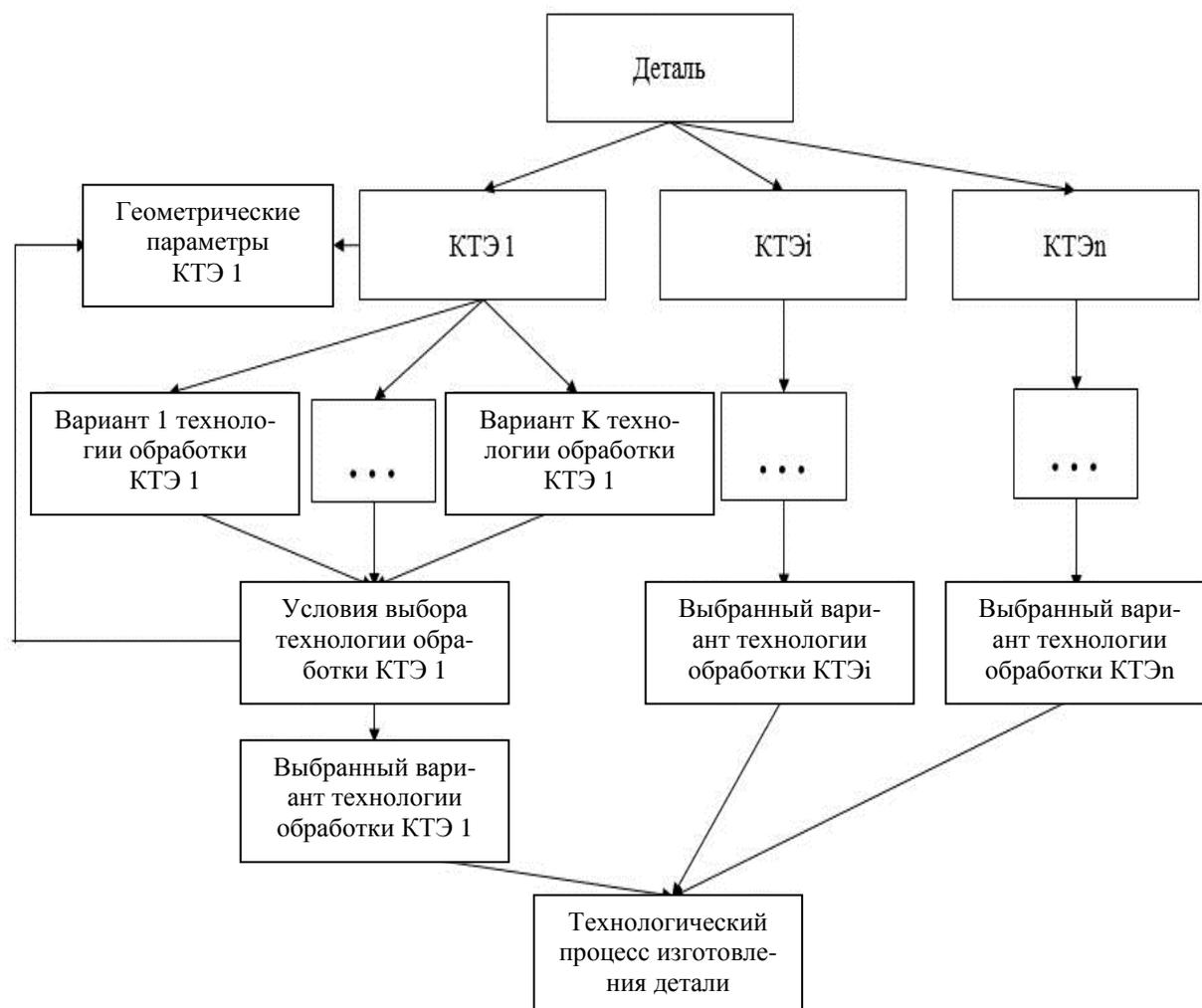


Рис. 2. Схема формирования технологического процесса изготовления детали методом структурного синтеза

В качестве примера на рис. 3 приведены типовая деталь из металлопроката и входящие в нее КТЭ. Конструкторско-технологическую модель такой детали можно представить в виде совокупности семи различных КТЭ:

- КТЭ 1 – плоская поверхность с фасками (геометрические параметры:  $L1$ ,  $\Phi1$ ,  $\Phi2$ );
- КТЭ 2 – окно в сплошном материале на плоской поверхности (геометрические параметры:  $L1$ ,  $L2$ ,  $L3$ ,  $L4$ ,  $L5$ );
- КТЭ 3 – плоская поверхность со скосом (геометрические параметры:  $L1$ ,  $L2$ );

- КТЭ 4 – плоская поверхность со скосом (геометрические параметры:  $L1$ ,  $L2$ );
- КТЭ 5 (2 шт.) – отверстие цилиндрическое в сплошном материале на плоской поверхности (геометрические параметры:  $D1$ ,  $L1$ );
- КТЭ 6 – плоская поверхность со скосом (геометрические параметры:  $L1$ ,  $L2$ );
- КТЭ 7 (4 шт.) – плоская поверхность (геометрические параметры:  $L1$ ).

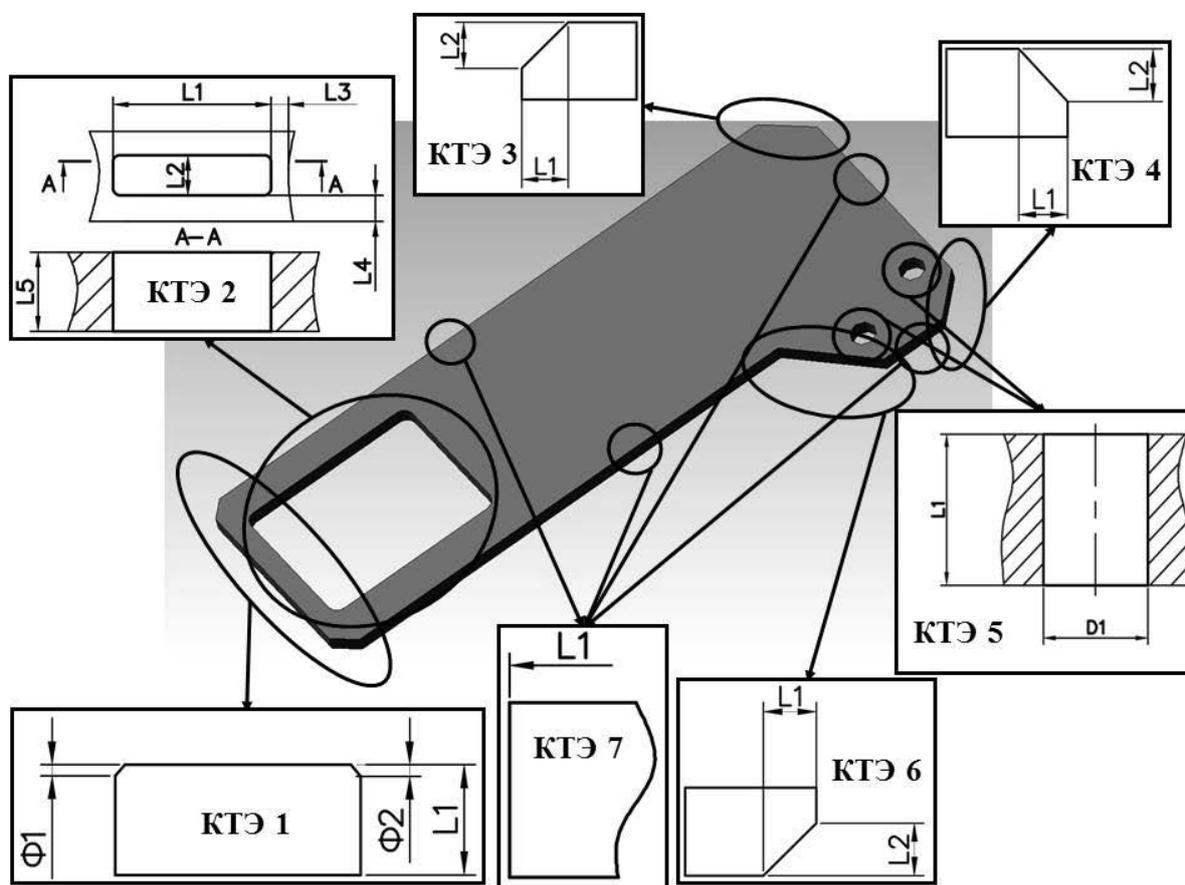


Рис. 3. Схема конструкторско-технологической модели детали

Каждый из КТЭ, входящих в рассматриваемую деталь, имеет несколько вариантов технологии обработки в зависимости от геометрических параметров

и шероховатости поверхности. Требуемый вариант технологии обработки КТЭ выбирается путем сравнения значений геометрических параметров КТЭ

и шероховатости поверхностей, взятых из чертежа детали, с условиями выбора вариантов технологии обработки.

Использование метода структурного синтеза эффективно при наличии наработанной базы данных КТЭ. Интерактивные (диалоговые) САПР ТП универсальны, позволяют проектировать технологические процессы на детали любого типа. Однако процесс проектирования является более трудоемким по сравнению с автоматическим методом проектирования.

Метод проектирования «по аналогу» основан на заимствовании уже готовых технологических решений из технологического процесса изготовления детали-аналога с подобными конструктивно-технологическими признаками. При использовании этого метода нет необходимости вносить исходные данные и проектировать новый технологический процесс «с нуля», поэтому трудоемкость проектирования минимальная при условии наличия соответствующей детали-аналога. С целью минимизации трудоемкости автоматизированного проектирования технологических процессов предлагается комбинированный метод, который позволяет использовать достоинства рассмотренных методов проектирования. Алгоритм функционирования САПР ТП, в которой реализован комбинированный метод, представлен на рис. 4.

САПР ТП, в которой будет реализован комбинированный метод автоматизированного проектирования технологических процессов, должна представлять пользователю следующий порядок проектирования технологических процессов:

– для деталей, поддающихся группированию по конструкторско-технологическим признакам, – проектирование в автоматическом режиме на базе комплексных технологических процессов с доработкой (при необходимости) в полуавтоматическом и диалоговом режимах с использованием (или

без использования) метода структурного синтеза;

– для деталей, не поддающихся группированию по конструкторско-технологическим признакам или не обеспеченных КТП по тем или иным причинам, – проектирование в диалоговом режиме, в том числе методом структурного синтеза с использованием КТЭ;

– для деталей, у которых одна часть конструкторско-технологических элементов поддается группированию, а другая – не поддается, – проектирование комбинированным методом, при котором первая часть технологического процесса формируется в автоматическом режиме, другая – в диалоговом, в том числе методом структурного синтеза с использованием конструкторско-технологических элементов, обработка которых не предусмотрена в КТП;

– для деталей, входящих в технологическую группу, – проектирование методом «по аналогу» при условии наличия в САПР ТП спроектированного ранее технологического процесса на деталь-аналог.

#### ***Апробация предлагаемого комбинированного метода проектирования***

Проектирование комбинированным методом реализовано в САПР ТП изготовления деталей для изделий сельскохозяйственного назначения, в которых основная масса деталей изготавливается из сортового проката. Детали, изготавливаемые из металлопроката (листовой, круглый и профильный), имеют общность по форме поверхностей: цилиндрические и плоскости. Это позволяет сформировать библиотеку конструкторско-технологических элементов и вести проектирование технологических процессов в автоматическом режиме на базе комплексных технологических процессов с последующей адаптацией к конкретным условиям предприятия.



С другой стороны, сквозное автоматизированное проектирование технологических процессов целесообразно осуществить, используя уже готовые решения для автоматизации технологической подготовки машиностроительного производства, т. е. создать интегрированную автоматизированную систему сквозного проектирования. Такая интегрированная система должна выполнять следующие основные функции:

- возможность интеграции с графическими пакетами разных производителей (AutoCAD, T/FLEX, Компас и др.);
- ведение автоматизированного архива деталей и сборочных единиц (управление составом изделий);
- ввод информации с электронных чертежей и 3D-моделей, созданных в разных графических системах (AutoCAD, T/FLEX, Компас и др.);
- создание и ведение единой базы данных технологического назначения с передачей данных между единой базой данных и модулями, выполняющими основные функции системы, и обменом информацией с информационными системами предприятий;
- сквозное проектирование технологических процессов в автоматическом и диалоговом режимах (в том числе с применением комплексных технологических процессов), методом синтеза (с использованием конструкторско-технологических элементов), в режиме «по аналогу»;
- построение схем раскладки для всех видов раскроя металлопроката с расчетом их показателей эффективности;
- проектирование и УП для оборудования с ЧПУ;
- формирование и вывод стандартной технологической документации на принтер или графопостроитель.

Для реализации вышеприведенных функций интегрированная система должна включать в себя следующие основные компоненты:

- САД-система (графический пакет);

- система управления базами данных (СУБД);
- база данных технологического назначения, подключенная к СУБД;
- архив изделий (система электронного управления составом изделий);
- проблемно-ориентированный программный модуль для графического ввода геометрической информации с электронных чертежей и 3D-моделей;
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов механической обработки на универсальном оборудовании деталей всех технологических групп («Модуль механической обработки»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования управляющих программ для оборудования с ЧПУ («Модуль ЧПУ»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов термической обработки («Модуль термической обработки»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов холодной штамповки («Модуль холодной штамповки»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов сварки («Модуль сварки»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов нанесения гальванических покрытий («Модуль гальванических покрытий»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования лакокрасочных покрытий («Модуль лакокрасочных покрытий»);
- объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования раскроя деталей произ-

вольной формы («Модуль фигурного раскроя»);

– объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования раскроя деталей прямоугольной формы («Модуль прямоугольного раскроя»);

– объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования раскроя деталей из прутка («Модуль линейного раскроя»);

– объектно-ориентированный модуль системы автоматизированного проектирования технологических процессов сборки («Модуль сборки»);

– проблемно-ориентированный программный модуль генерации форм технологических и других документов;

– архив технологических процессов (система электронного управления технологической документацией);

– проблемно-ориентированный программный модуль связи с информационными системами предприятия.

Программные модули по запросу выбирают состав изделия, характеристики узлов и деталей из архива изделий интегрированной системы. Далее для разработки документации по технологическим переделам используются условно-постоянные параметры базы данных с возможностью их дополнения и(или) редактирования. Результаты работы модулей передаются в архив технологических процессов автоматизированной системы [7].

Архивы интегрированной системы содержат информацию о результатах работы модулей [7, 8]:

- структуру изделий;
- характеристики изделий, узлов, деталей;
- расход материалов на изделия;
- технологические процессы изготовления изделий, узлов и деталей.

Комбинированный метод автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления дета-

лей из металлопроката применен при разработке интегрированной САПР ТП «Автоматизированная система подготовки производства предприятия по выпуску оборудования для механизации сельскохозяйственных работ», которая внедрена в ОАО «Минский Агросервис».

### **Заключение**

1. В результате анализа применяемых в САПР ТП методов автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления деталей машин установлено, что автоматический метод проектирования является наиболее производительным, однако он эффективен для деталей конкретных технологических групп, а для деталей, не входящих в технологические группы, требуется доработка спроектированного технологического процесса.

2. Предложен комбинированный метод автоматизированного проектирования технологических процессов, сущность которого состоит в том, что часть технологического процесса формируется в автоматическом режиме с применением комплексных технологических процессов, а оставшаяся часть – методом структурного синтеза с использованием конструкторско-технологических элементов.

3. Разработан алгоритм функционирования комбинированного метода, который использован при разработке «Автоматизированной системы подготовки производства предприятия по выпуску оборудования для механизации сельскохозяйственных работ», внедрение которой позволило осуществлять сквозное автоматическое проектирование технологических процессов изготовления деталей из металлопроката и обеспечило сокращение сроков подготовки производства на 20...25 %, а также экономии металлопроката на 5...10 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Акулович, Л. М.** Основы автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении : учеб. пособие / Л. М. Акулович, В. К. Шелег. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 488 с.
2. **Хармац, И.** Компас-Автопроект – технологическая подготовка производства в едином информационном пространстве / И. Хармац // САПР и графика. – 2002. – № 9. – С. 23–30.
3. Система автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления корпусных деталей на станкостроительных предприятиях Витебской области / Н. Н. Попок, Н.В. Беляков, В. И. Олышанский, Ю. Е. Махаринский, М. М. Жадович, Д. Б. Ермашкевич, А. В. Белецкий, В. В. Величко // Вестн. Полоцкого гос. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. Машиностроение, технологии. – 2011. – № 11. – С. 2–11.
4. **Куликов, Д. Д.** Интеллектуальные программные комплексы для технической и технологической подготовки производства : учеб.-метод. пособие / Д. Д. Куликов, Е. И. Яблочников, В. С. Бабанин. – СПб. : СПбГУ ИТМО, 2011. – 136 с.
5. Проектирование технологического процесса механической обработки в САПР ТП ВЕРТИКАЛЬ : метод. указания / Сост. А. С. Лавров. – Абакан : ФГОУВПО «Сибирский федеральный университет». Хакасский технический институт, 2010. – 49 с.
6. **ОРГС 4664.013.ИЗ.** Система автоматизированного проектирования технологических процессов механической обработки деталей PRAMEN. Руководство пользователя. – Минск : Ин-т Белорганкинпром», 2005. – 135 с.
7. Функциональная структура системы автоматизированного проектирования технологических процессов для машиностроительных предприятий / А. Г. Гривачевский, Д. Б. Ермашкевич, Р. Л. Кулик, Б. М. Штейн // Проблемы создания информационных технологий : сб. науч. тр. / Под ред. Г. Г. Маньшина. – М. : Техполиграфцентр, 2014. – Вып. 25. – С. 39–44.
8. **Волков, П. Ю.** Системы автоматизированного проектирования технологического оборудования машиностроительных производств : учеб. пособие / П. Ю. Волков. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2013. – 100 с.

*Статья сдана в редакцию 9 марта 2017 года*

**Леонид Михайлович Акулович**, д-р техн. наук, проф., Белорусский государственный аграрный технический университет. E-mail: leo-akulovich@yandex.ru.

**Дмитрий Брониславович Ермашкевич**, зам. директора, Научно-производственное общество с ограниченной ответственностью «ЛАКШМИ». E-mail: mitrich31@mail.ru.

**Leonid Mikhailovich Akulovich**, D. Sc. (Engineering), Prof., Belarusian State Agrarian Technical University. E-mail: leo-akulovich@yandex.ru.

**Dmitry Bronislavovich Yermashkevich**, Deputy Director, «LAKSHMI» Scientific and Production Ltd. Co. E-mail: mitrich31@mail.ru.

---

УДК 629.114.2

*Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова*

**ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ В КАЧЕСТВЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ЭКСПЛУАТАЦИИ**

---

UDC 629.114.2

*G. L. Antipenko, V. A. Sudakova, M. G. Shambalova*

**KINEMATIC ERROR AS A DIAGNOSTIC PARAMETER FOR ASSESSING GEARING CONDITION IN USE**

---

**Аннотация**

Обоснован диагностический параметр для оценки технического состояния зубчатых передач в эксплуатации, основанный на анализе кинематической погрешности, получаемой при отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным способом. Предложенный параметр позволяет выявлять наличие единичных дефектов зубьев, определять их величину и место расположения в кинематической цепи привода, дает возможность своевременно прекратить эксплуатацию с целью недопущения аварии.

**Ключевые слова:**

привод, зубчатые колеса, облом зуба, единичный дефект, кинематическая погрешность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.

**Abstract**

The article substantiates the diagnostic parameter for assessing the technical condition of gears in use, based on the analysis of the kinematic error, obtained by tracking relative angular displacements of the driving and driven shafts by the pulse method. The proposed parameter detects the presence of single teeth defects, determines their size and location in the kinematic chain of the drive, thus allowing the operation to be timely stopped in order to prevent the accident.

**Key words:**

drive, gears, tooth fracture, single defect, kinematic error, relative angular displacements, pulse method.

---

***Введение***

Поддержание высокого уровня надежности в условиях эксплуатации требует своевременного предупреждения, обнаружения и устранения возможных неисправностей, главным образом, скрытых, не выявляемых внешним осмотром. Для этого необходимы методы инструментального контроля, отличающиеся от тех, которые применяются при частичной или полной разборке агрегатов машин. Разборка, учитывая сложность конструкции современных машин, для

выявления скрытых неисправностей и повреждений влечет за собой значительные затраты времени и средств, а также нарушение сопряжений деталей, что резко сокращает их долговечность и снижает надежность.

Одной из причин высоких затрат по восстановлению работоспособности машин является сложившаяся структура эксплуатационно-ремонтного цикла, при которой используется стратегия ожидания отказов, в результате чего работоспособность обеспечивается в основном

за счет капитального ремонта и сложного текущего ремонта с большим расходом запасных частей и простоями.

Старение парка машин, несмотря на позитивные перемены последнего десятилетия, по-прежнему опережают темпы технического перевооружения. Поэтому одной из важных задач является более полная выработка ресурса деталей. При этом обостряется проблема обеспечения качества и безопасности эксплуатации машин. Одним из основных путей ее решения является разработка простых и надежных методов диагностирования и своевременное их использование [1].

Наибольшее распространение в приводах машин получили зубчатые передачи. С течением времени их техническое состояние ухудшается – изнашиваются рабочие поверхности зубьев, появляется погрешность шага зубьев из-за неравномерного износа зубьев, возникают единичные дефекты. Эти дефекты вызывают пиковые перегрузки, существенно снижающие ресурс приводов. К примеру, продолжительность службы автомобильной трансмиссии во многом определяется пиковыми перегрузками,

влекущими поломку зубьев, общая суммарная продолжительность которых за время службы автомобиля не превышает 1...1,5 ч (50 км пробега).

### **Обоснование кинематической погрешности как диагностического параметра**

Для обеспечения безаварийной эксплуатации приводов машин необходимо решить задачу оперативной оценки технического состояния зубчатых передач. Госстандартом разработана методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств [2]. Она предполагает введение единого подхода при определении критерия проведения предупредительных замен. В разделе «Виды и периодичность технического обслуживания» инструкции по техническому обслуживанию согласно ГОСТ 2.601–85 для зубчатых передач приводов критерием прекращения эксплуатации является облом зуба. На рис. 1 показаны единичные дефекты в прямозубой передаче. Это, как правило, одиночные обломы зубьев.

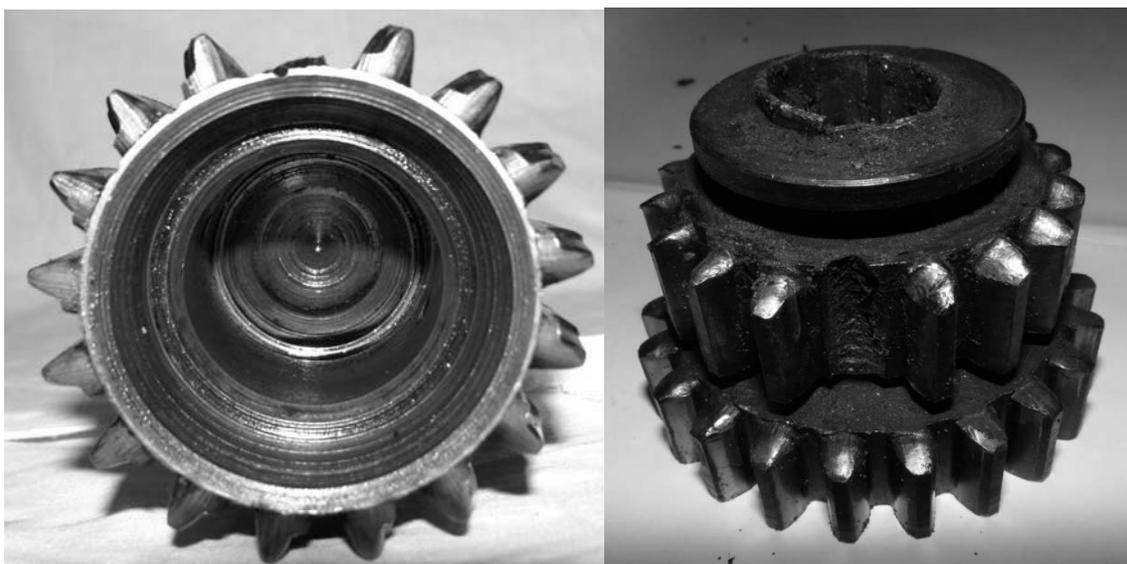


Рис. 1. Обломы зубьев в прямозубых передачах

Косозубые передачи имеют достаточно большое перекрытие, т. е. в зацеплении одновременно находятся несколько зубьев, поэтому при мгновенной перегрузке происходят или частич-

ные обломы краев двух последовательно расположенных зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, либо наблюдается облом сразу нескольких зубьев (рис. 2).

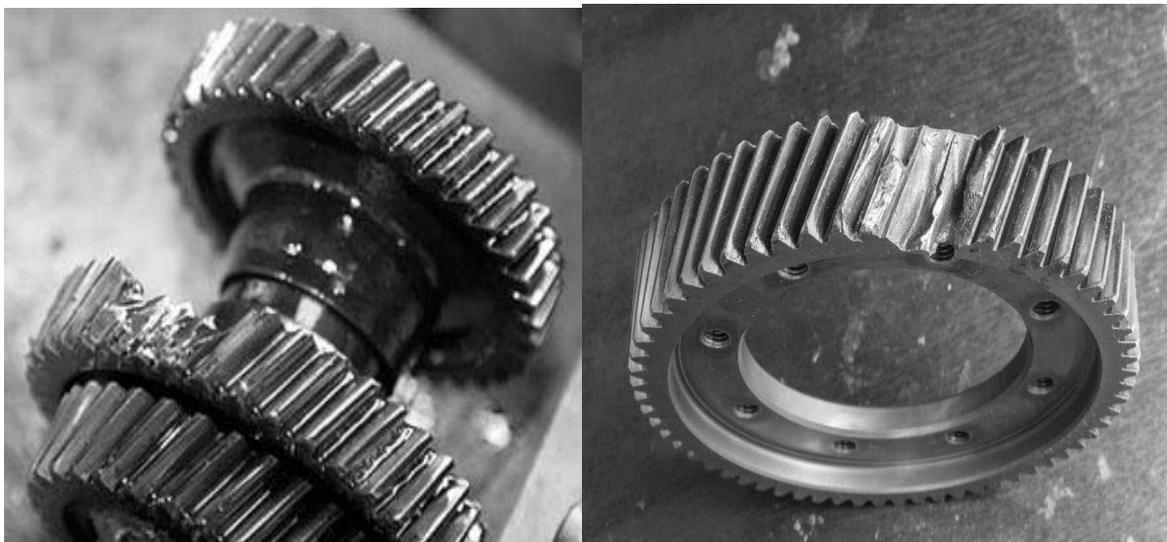


Рис. 2. Обломы зубьев в косозубых передачах

Если такие дефекты вовремя не обнаружить, то в приводе возникают дополнительные динамические нагрузки, снижающие циклическую прочность остальных зубьев, что может привести к лавинообразной поломке зубчатых венцов, заклиниванию коробки и потере управляемости автомобиля (рис. 3).

Существующие методики оценки технического состояния зубчатых передач приводов основываются на контроле суммарного углового зазора, уровня вибраций, кинематической погрешности и др., которые никак не увязываются с этим критерием. В итоге, в настоящее время, диагностика приводов по данному критерию имеет невысокую точность постановки диагноза и, как следствие, наблюдается либо недоиспользование ресурса, либо затраты на устранение аварий велики. Поэтому необходима разработка методов и алгоритмов диагностирования, совместимых с микропроцессорными средствами, которые позволяли бы более точно прогнозировать наступ-

ление предельного состояния.

Наличие единичных дефектов вызывает неравномерность вращения выходного вала, которую можно оценить кинематической погрешностью передачи. Она содержит информацию и о величине, и о месте расположения единичных дефектов, вызывающих увеличение динамической нагруженности зубчатой передачи. Следовательно, для оценки технического состояния зубчатых передач можно использовать такой параметр, как кинематическая погрешность, если будут разработаны соответствующие методы ее определения и анализа.

Кинематическая погрешность зубчатой передачи является величиной, характеризующей кинематическую точность, т. е. согласованность углов поворота ведомого и ведущего валов. При этом причиной возникновения кинематической погрешности может служить не только дефект или неравномерный износ рабочих по-

верхностей зубьев, но и погрешности изготовления и сборки зубчатых колес. Следовательно, кинематическая погрешность является комплексным

показателем состояния зубчатой передачи, как новой, так и бывшей в эксплуатации.



Рис. 3. Повреждение коробки передач при несвоевременном обнаружении облома зуба

Обнаружение дефекта в виде поломки зуба является поводом для прекращения эксплуатации. Но из-за наличия торцового перекрытия и различного местонахождения в кинематической цепи привода поломка зуба будет по-разному влиять на неравномерность вращения выходного вала, а следовательно, на величину кинематической погрешности передачи. Выявить такой дефект при диагностировании достаточно сложно.

Рассматривая движение колес без учета динамики, можно отметить, что в момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается, ведомое колесо вначале остановится, а затем восстановление кинематической связи будет сопровождаться ускоренным движением

ведомого колеса, инициированным последующей парой зубьев [3].

В соответствии с ГОСТ 1643–81 под кинематической погрешностью понимают разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Следовательно, кинематическая погрешность передачи определяется как

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_{\text{ном}}. \quad (1)$$

Величину дефекта в функции угла поворота ведущего вала для одной пары зацепления можно выразить через кинематическую погрешность  $\Delta\varphi$ :

$$\Delta\varphi = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2} - \varphi_2, \quad (2)$$

где  $\varphi_{\text{ном}}$  – номинальный угол поворота ведомого зубчатого колеса;  $z_1$  – число зубьев шестерни;  $z_2$  – число зубьев колеса;  $\varphi_1$  – угол поворота ведущего зубчатого колеса;  $\varphi_2$  – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса.

При этом можно говорить о том, что при прохождении дефекта разница  $\Delta\varphi$  будет характеризовать его величину. Если же принять за максимальный дефект облом одного зуба, то разница  $\Delta\varphi$

фактического и теоретического углов поворота зубчатого колеса будет существенно меньше самого дефекта, поскольку по условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия больше единицы.

Величину этой разницы, а значит, и проявления максимального дефекта можно определить, рассмотрев более подробно процесс передачи вращающего момента в зубчатой передаче (рис. 4).

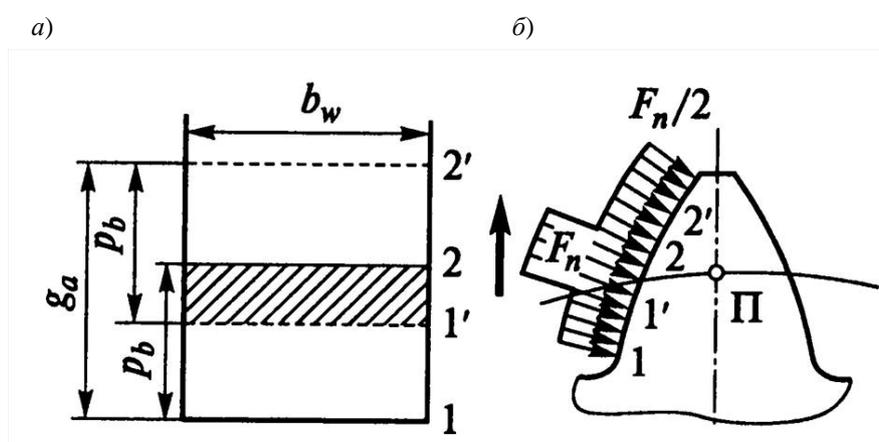


Рис. 4. Изменение нагрузки по профилю зуба: а – поле зацепления зуба; б – распределение нагрузки по высоте зуба

Коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$  есть отношение длины активной линии зацепления  $g_a$  к основному шагу  $p_b$  [4]:

$$\epsilon_\alpha = g_a / p_b. \quad (3)$$

При вращении колес линия контакта зубьев перемещается по длине активной линии зацепления  $g_a$  (рис. 5, а). Если линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при  $p_b < g_a$  в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. В процессе вращения колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальней-

шем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Дефект, даже такой большой, как облом зуба, будет проявляться только в зоне однопарного зацепления, которая располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления П. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку  $F_n$ , а в зонах двухпарного – половину (рис. 5, б). При отсутствии одного зуба в зоне однопарного зацепления кинематическая связь нарушается, передаваемый момент становится равным нулю, наблюдается уско-

ренное вращение ведущего зубчатого колеса, а ведомое замедляется и при их соприкосновении после прохождения зоны однопарного зацепления кинематическая связь восстанавливается и происходит удар. Динамическую нагрузку в этом случае воспринимают не два зуба, а один, т. к. из-за поломки одного зуба зона однопарного зацепления существенно расширяется. Учитывая, что длительность воздействия полной нагрузки  $F_n$  на следующий за дефектом зуб увеличилась и к ней добавилась динамическая составляющая от удара, то вероятность его поломки значительно возросла и такой дефект следует признать опасным, а при его обнаружении эксплуатацию привода необходимо прекратить.

Величина зоны однопарного зацепления при обломе зуба, а следовательно, величина кинематической погрешности будут зависеть от коэффициента торцового перекрытия. Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  в прямозубых цилиндрических передачах находится в пределах  $\varepsilon_\alpha = 1,1 \dots 1,8$ . Чтобы две пары зубьев контактировали постоянно, т. е. чтобы имело место двухпарное зацепление, коэффициент торцового перекрытия должен быть равен двум, т. е.  $\varepsilon_{\alpha 2} = 2$ . Тогда разница между этим и фактическим коэффициентом торцового перекрытия будет зоной однопарного зацепления. И если один зуб сломан, относительное перемещение зубчатых колес будет равно зоне однопарного зацепления. Из этого и следует исходить при поиске поломок зубьев привода по кинематической погрешности.

В конструкторской практике для определения коэффициента торцового перекрытия пары зубчатых колес используется приближенная формула [4]

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 \pm 1/z_2) . \quad (4)$$

Знак «+» применяют для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего. Зная

коэффициент торцового перекрытия, относительное угловое перемещение в зоне однопарного зацепления  $\Delta\varphi$  и дефект в виде облома зуба для ведущего зубчатого колеса можно найти следующим образом.

Поскольку коэффициент торцового перекрытия также равен отношению угла перекрытия  $\varphi_\alpha$  к угловому шагу  $\tau$ , т. е.

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau , \quad (5)$$

то  $\Delta\varphi$  определится как разница угла перекрытия  $\varphi_{\alpha 2}$  при коэффициенте  $\varepsilon_{\alpha 2} = 2$  и фактического угла перекрытия  $\varphi_\alpha$ . Выразив его из формулы (5), для зубчатого колеса  $z_1$  получим

$$\begin{aligned} \Delta\varphi &= \varphi_{\alpha 2} - \varphi_\alpha = \tau (\varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_\alpha) = \\ &= (2 - \varepsilon_\alpha) 2\pi / z_1 . \end{aligned} \quad (6)$$

В косозубых передачах в зацеплении одновременно находятся две-три пары зубьев. Коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\gamma$  у них значительно больше и определяется из выражения

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta , \quad (7)$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент перекрытия соответствующей прямозубой передачи;  $\varepsilon_\beta$  – добавочный коэффициент перекрытия из-за наклона линии зуба.

$$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m) , \quad (8)$$

где  $b$  – ширина зубчатого венца;  $\beta$  – угол наклона зуба,  $\beta = 8 \dots 20^\circ$ .

В косозубых передачах зоны однопарного зацепления нет, поэтому облом одного зуба не повлияет на кинематическую погрешность передачи и данным способом обнаружен быть не может. Но, как показывает практика эксплуатации, в косозубых передачах при

перегрузках частичные обломы осуществляются одновременно у нескольких зубьев, находящихся в этот момент в зацеплении. Поэтому, если появилась даже незначительная кинематическая погрешность, то можно с высокой вероятностью утверждать, что произошел облом нескольких зубьев и эксплуатацию привода следует прекратить.

Для выявления наличия дефектов зубьев в косозубых передачах или облома зуба в прямозубых необходимо определение кинематической погрешности. Кинематическую погрешность можно определять по относительным угловым перемещениям ведомого колеса относительно ведущего измеренным импульсным способом. Для этого анализируют шаг зацепления ведомого колеса в количествах импульсов высоко-

частотного опорного сигнала, генерируемых датчиком угла поворота, связанным с ведущим зубчатым колесом [3].

Алгоритм поиска единичных дефектов зубьев в этом случае включает анализ шага зацепления ведомого колеса по количеству импульсов опорного сигнала  $N_{оп/вых}$ , генерируемых датчиком угла поворота ведущей шестерни. При отсутствии дефекта зуба количество опорных импульсов на каждом шаге ведомого зубчатого колеса  $N_{вых}$  одинаковое, поскольку между ведомым и ведущим колесами имеется жесткая кинематическая связь. Отклонение количества импульсов опорного сигнала сначала в большую сторону, а затем в меньшую свидетельствует о наличии дефекта зуба (рис. 5).

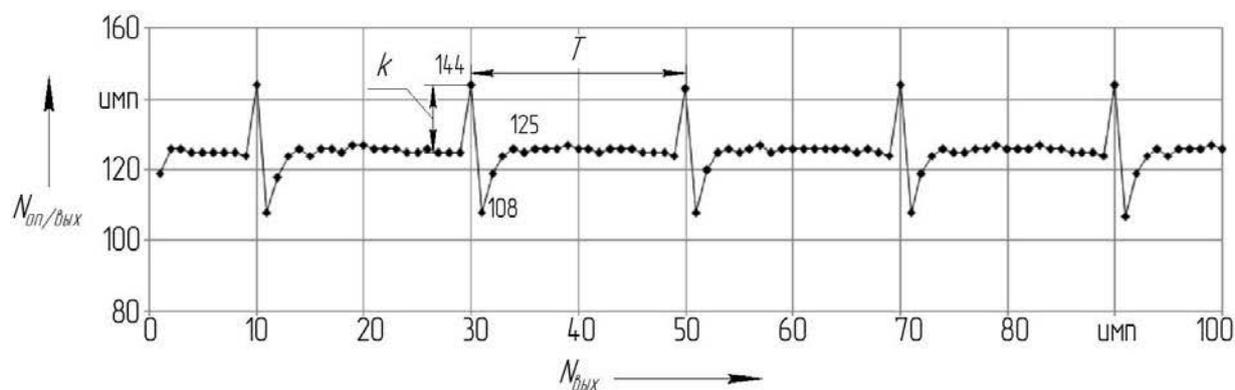


Рис. 5. Выявление дефектов зубьев по изменению количества импульсов опорного сигнала на каждом выходном

Это объясняется тем, что при прохождении дефекта ведущий вал поворачивается на больший угол, т. к. ведомый приостанавливается при разрыве кинематической связи, а затем на меньший, поскольку движение ведомого колеса ускоряется при восстановлении кинематической связи. При этом разница между максимальным значением опорных импульсов и их средним значением будет характеризовать величину дефекта

зуба в прямозубой передаче. В косозубой передаче нарушение кинематической связи зубчатых колес возможно при поломке не одного, а большего числа зубьев, превышающего коэффициент перекрытия передачи. Следовательно, наличие даже небольшой кинематической погрешности в косозубой передаче будет свидетельствовать о недопустимом дефекте зубьев одного из колес передачи.

Принадлежность дефекта тому или иному зубчатому колесу можно установить по углу поворота выходного вала при повторном его появлении. Если дефект в зубчатом колесе, расположенном на выходном валу, то он проявляется за полный оборот этого вала, если на ведущем валу, то за один оборот выходного вала он появится  $u$  раз, где  $u$  – передаточное число зубчатой передачи.

Анализируя неравномерность вращения ведомого вала, т. е. кинематическую погрешность передачи, полученную по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов, можно видеть, что пики на графике соответствуют моменту прохождения дефекта, когда кинематическая связь зубчатых колес нарушается. В этом случае количество опорных импульсов на одном из шагов зуба резко возрастает от среднего до максимума (ведомое колесо приостанавливается, а ведущее продолжает вращаться и генерировать опорные импульсы), затем происходит ускоренное восстановление кинематической связи на последующих периодах, где минимальное число импульсов восстанавливается до среднего значения. Размер дефекта  $def$  характеризует величина выброса (максимума), которая определяется как разница максимального количества импульсов опорного сигнала в одном выходном  $N_{\text{оmax}}$  и среднего при установившейся работе передачи  $N_{\text{оср}}$ , соотнесенная с половиной шага зуба ( $N_{\text{оср}}/2$ ), т. е. с его толщиной. Но это дефект определен в импульсах опорного сигнала как доля толщины зуба по диаметру делительной окружности  $s_t$ . Если же толщина зуба известна, то размер дефекта  $def$ , мм, можно найти из выражения

$$def = \frac{2(N_{\text{оmax}} - N_{\text{оср}})}{N_{\text{оср}}} s_t. \quad (9)$$

Зная коэффициент перекрытия передачи, определяют максимальное зна-

чение дефекта  $def$ , соответствующее обломанному зубу, и делают выводы.

Кинематическую погрешность в единицах угла поворота ведущего вала  $F_r$ , рад, легко получить по экспериментальному графику (рис. 6) из выражения

$$F_r = \frac{N_{\text{оmax}} - N_{\text{оmin}}}{N_{\text{оз}}} 2\pi, \quad (10)$$

где  $N_{\text{оз}}$  – количество опорных импульсов за один оборот ведущего вала.

Выбрав кинематическую погрешность в качестве диагностического параметра для оценки технического состояния зубчатой передачи, можно своевременно обнаруживать поломку или значительные дефекты зубьев приводов с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами, определять предельную величину кинематической погрешности, вызванную неравномерным износом зубьев или вышедшим из строя подшипником, предотвращая таким образом серьезные аварии машин и механизмов.

### Заключение

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что оценка технического состояния зубчатой пары или привода в целом с использованием такого диагностического параметра, как кинематическая погрешность, определяемая по относительным угловым перемещениям ведущего колеса с помощью высокочастотного опорного сигнала, а ведомого – с помощью импульсного датчика зубцовой частоты, дает возможность установить факт наличия единичного дефекта в зацеплении, оценить степень разрушения зуба, определить принадлежность его к одному из зубчатых колес, выявить величину кинематической погрешности, характеризующую неравномерность износа зубьев или выход из строя подшипника опоры вала. Это позволит произвести объек-

тивное заключение о необходимости прекращения эксплуатации при достижении предельного состояния по нали-

чию облома зуба или нормированного значения кинематической погрешности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баурова, Н. И.** Методы диагностирования механизмов и машин / Н. И. Баурова // Автотранспортное предприятие. – 2008. – № 10. – С. 44–46.
2. Методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств : утв. Госкомитетом по стандартизации Совмина СССР. – М. : Изд-во стандартов, 1975. – 31 с.
3. **Куклин, Н. Г.** Детали машин : учеб. пособие / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. – М. : Абрис, 2013. – 511 с.
4. **Антипенко, Г. Л.** Оценка технического состояния зубчатых колес по анализу кинематической погрешности передачи / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52) – С. 6–18.

*Статья сдана в редакцию 15 февраля 2017 года*

**Григорий Леонидович Антипенко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-297-45-34-95.

**Вероника Александровна Судакова**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: [www.veronia111@yandex.ru](mailto:www.veronia111@yandex.ru).

**Марина Григорьевна Шамбалова**, инженер, ООО «Эпам Системз». Тел.: +375-447-16-06-69.

**Grigory Leonidovich Antipenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone +375-297-45-34-95.

**Veronika Aleksandrovna Sudakova**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: [www.veronia111@yandex.ru](mailto:www.veronia111@yandex.ru).

**Marina Grigoryevna Shambalova**, engineer, ООО «Eпам-Systems». Phone: +375-447-16-06-69.

В порядке дискуссии

УДК 621.9.06

*Ю. Н. Кузнецов*

## БУДУЩЕЕ СТАНКООСТРОЕНИЯ – СЕРДЦЕВИНЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

UDC 621.9.06

*Y. N. Kuznetsov*

## FUTURE OF MACHINE-TOOL MANUFACTURE, AS A CORE OF MECHANICAL ENGINEERING

### **Аннотация**

Приведены результаты научных исследований ученых КПИ им. Игоря Сикорского при создании и генетическом предвидении развития станков новых поколений и их механизмов с использованием последних достижений, объединенных в междисциплинарную область знаний и построенных на едином структурно-системном подходе. Высказана мысль о возрождении отечественного станкостроения за счет инновационного прорыва и реализации стратегической цели «Опередить не догоня!».

### **Ключевые слова:**

станкостроение, антропогенные системы, генетическое предвидение, материальная точка, искусственный интеллект.

### **Abstract**

The paper presents results of the research done by the scientists of the Igor Sikorsky KPI who created and predicted from the genetic point of view the development of new generation machines and their mechanisms, the latest achievements being used and combined into an interdisciplinary field of knowledge based on the unified structural systematic approach. The idea about the revival of the national machine-tool industry is expressed related to the innovative breakthroughs and the implementation of the strategic goal «Outrun, without overtaking!».

### **Key words:**

machine tool manufacture, anthropogenic systems, genetic foresight, material point, artificial intelligence.

### ***Введение***

Основная черта современности – ориентация производства на рынок, что невозможно без интеграции науки, образования, производства и сферы обслуживания, а также достижения таких основных целей, как повышение производительности, повышение качества продукции, снижение затрат на производство при экономии энергии и материальных ресурсов, улучшение и снижение доли физического труда, облегчение и сокращение монотонного интеллектуального (умственного) труда,

расширение технологических и функциональных возможностей оборудования [2, 8, 21]. Это определило мировые тенденции развития машиностроения [2, 13, 19, 21]. Достижение указанных целей в независимом высокоразвитом государстве невозможно без отечественного станкостроения – сердцевины машиностроения, где основная продукция – станки – рассматриваются как машины, создающие другие машины [2, 5], а без станков невозможно изготовление другого технологического оборудования, других технических систем (ТС)

различного функционального назначения, которые относятся к антропогенным системам (АГС) [1], изменяющимся во времени в результате целенаправленной деятельности человека.

*Цель* – на основе анализа прошлого и настоящего состояния станкостроения предложить пути выхода из кризиса и спрогнозировать развитие с учетом последних достижений современной науки, проиллюстрировав на примерах междисциплинарного системно-структурного подхода.

### ***Состояние проблемы***

Станкостроение с первых лет советской власти избрало стратегически губительный девиз «Догнать и перегнать!» (первые токарные станки московского завода «Красный пролетарий» назывались ДИП-200 (Догнать И Перегнать), высота центров – 200 мм, но они, даже с ЧПУ, например, мод. 16К20Ф3С1, так и не «перегнали» подобные станки ведущих инофирм). Нас всегда убеждали в том, что надо идти в фарватере ведущих фирм и стран, глядеть им вслед и брать за основу разработки, увиденные на международных выставках. В конце 80-х гг. прошлого столетия были попытки идти другим путем (примеры – Ивановский станкозавод, который начал изготавливать многоцелевые станки типа ИР-500 на современном уровне, используя модульный принцип; Киевский завод станков-автоматов им. М. Горького, который изготовил первенцы многошпиндельных токарных автоматов с ЧПУ). Однако случилось непредвиденное, и Украина, занимавшая второе место в СССР после Российской Федерации, потеряла лидерство, а многие станкостроительные заводы сдали свои позиции и даже прекратили свою деятельность, например, прекратило существовать ОАО «Веркон», ранее широко известное производством многошпиндельных токарных автоматов и полуавтоматов полной

гаммы типоразмеров – от наилегчайших до сверхтяжелых [19, 24].

Сегодня есть ещё возможность (при изменении подхода со стороны государства) возродить отечественное станкостроение и другие отрасли машиностроения (авиастроение, судостроение, сельхозмашиностроение, приборостроение). Для этого необходимо избрать стратегически верный девиз «Опередить не догоняя!» и осуществить инновационный прорыв (рис. 1) в сфере науки, образования и производства, используя последние достижения в различных науках (генетике, кибернетике, информатике, синергетике, соционике и др.), объединенных в междисциплинарную область знаний и построенных на едином структурно-системном подходе (пример НБИК-технологии: НАНО, БИО, ИНФО, КОГНИ) [3, 4, 7, 10, 11, 22].

### ***Предлагаемый научный подход, обеспечивающий инновационный прорыв***

Постулат нового научного подхода – от живой Природы к созданию антропогенных систем, к которым относятся статические и динамические машинные, электрические, строительные ТС, благодаря интеллекту Человека, что задекларировано в философских идеях и пророчестве акад. В. И. Вернадского [5]: «С появлением на нашей планете одаренного разумом живого существа планета переходит в новую стадию своей истории. Биосфера переходит в ноосферу (сферу разума) ... Мы только начинаем создавать непреодолимую мощь научной мысли, величайшей творческой силы Homo Sapiens, человеческой свободной личности, величайшего нам известного проявления её космической силы, царство которой впереди ...» (понятие «ноосфера» ввели французские ученые – математик и философ Эдуард Перуа и геолог и палеонтолог Тейяр де Шарден).

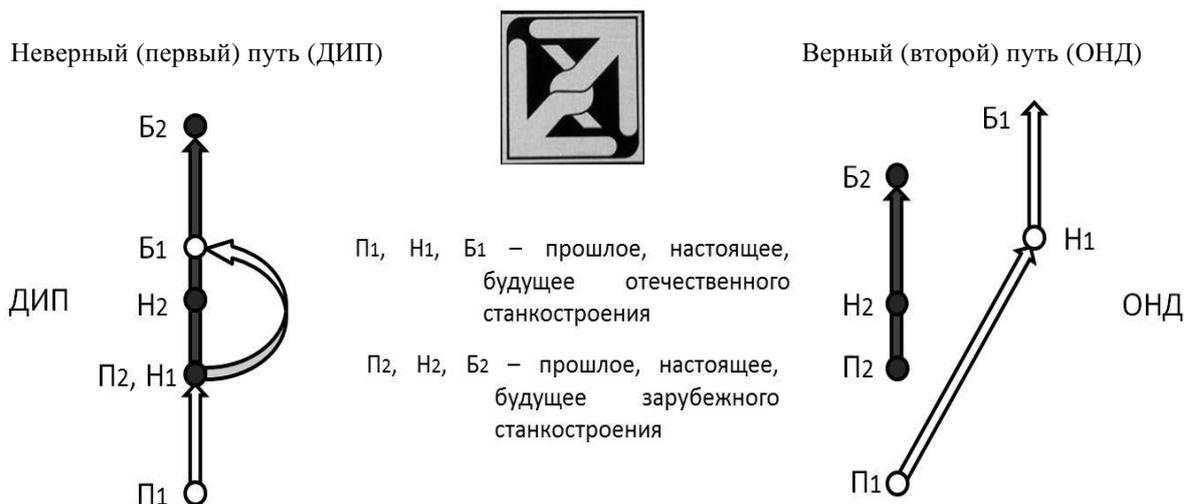


Рис. 1. Наглядное сравнение неверного (слева), верного (справа) путей и девиза развития (в центре) станкостроения

Создание новых развивающихся ТС невозможно без анализа и учета накопленного человеческого опыта, который, как генетическая информация на различных носителях, переносится из поколения в поколение. История развития человеческого общества и эволюция техники всегда были связаны с механикой [9]. Однако с открытием электричества оказалась немислимой в настоящее время жизнедеятельность Человека и развитие ТС без него [1]. Электричество стало основным источником энергии ТС и первичным преобразователем её альтернативных источников (воды, ветра и солнца), составляя конкуренцию бензину и газу. Эта тенденция определила особую роль электромеханической науки, связанной с исследованием и созданием электромеханических преобразователей энергии, которая непосредственно используется в процессах производства, транспортировки, распределения и потребления электрической энергии. По аналогии с предложенной проф. В. Ф. Шинкаренко периодической системой электромагнитных элементов (первичных источников электромагнитного поля), названных электромагнит-

ным геном [18], и благодаря принципам самоорганизации и генетическому принципу «от простого к сложному» предложен новый взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании ТС типа «объект» и «процесс» [13, 17]. Эта материальная точка на генетическом уровне условно названа механическим геном и несёт информацию о поступательных и вращательных движениях, нагрузках и их направлениях (рис. 2).

Материальная точка может быть неподвижной – как информация о статических АГС типа «объект» (орудия труда, сооружения, несущие системы технологического оборудования) и подвижной – как информация о динамических АГС типа «процесс» [1, 13, 18].

Неподвижную материальную точку с наращиванием генетической информации и усложнением структуры используют при геометрических построениях статических АГС (рис. 3). Впервые о материальной точке в силовых потоках зажимных механизмов с их буквенно-цифровым кодированием было заявлено автором в докладе [15].

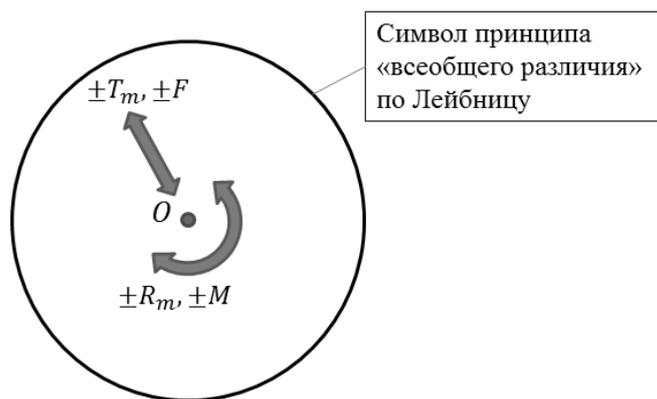


Рис. 2. Материальная точка (т. O) – механический ген, несущий информацию о виде перемещений и нагрузок поступательных ( $\pm T_m; \pm F$ ) и вращательных ( $\pm R_m; \pm M$ ) с указанием направления

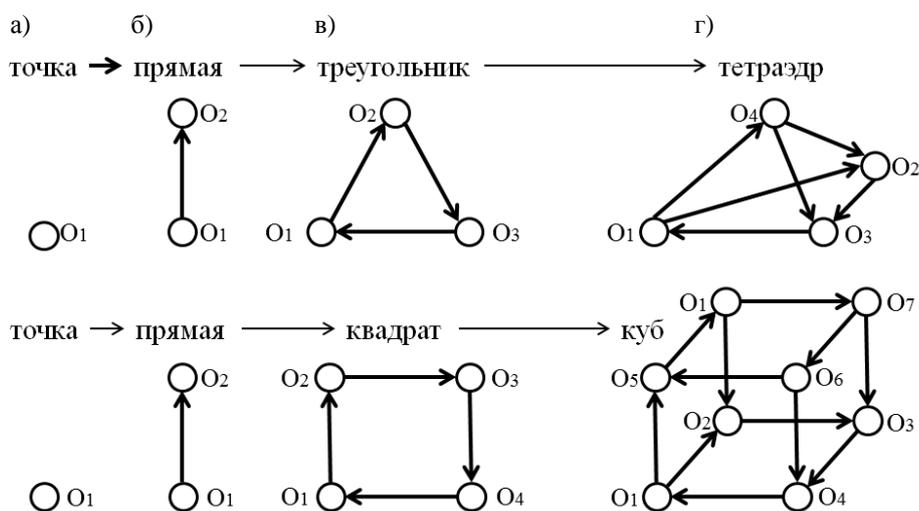


Рис. 3. Примеры переноса материальной точки (а) и усложнения объекта с накоплением генетической информации при построении изображений, фигур и тел в одномерном (б), двухмерном (в) и трёхмерном (г) пространстве

Подвижную материальную точку с наращиванием генетической информации и усложнением структуры используют как для переноса информации от одной точки к другой, так и для взаимодействия точек.

По аналогии с систематикой по Флинну, впервые появившейся в кибернетике применительно к ЭВМ [3], а затем в теории ТС [16], все виды переноса информации материальными точками и их взаимодействия можно представить четырьмя классами (рис. 4). По аналогии с электромагнитным полем в механике речь может идти о силовом поле, которое может служить исходной

структурой, содержащей упорядоченную совокупность механических генов с заданной пространственной последовательностью их размещения (распределения) в границах геометризованного топологического пространства (поверхности).

Благодаря плодотворному сотрудничеству механиков и электромехаников и использованию подходов в генетической электромеханике и универсальных генетических операторов синтеза (репликации, инверсии, скрещивания, кроссинговера, мутации) [18, 22, 25, 26] созданы принципиально новые механизмы, узлы и станки, в которых ме-

ханические передачи заменены электромагнитными: мотор-головки многошпиндельные (патент Украины № 110074); мотор-головки револьверные (патент Украины № 109191); шпиндельный узел станка (патент Украины № 112234); устройство для осциллирующего сверления композиционных материалов (патент Украины № 113101); мотор-барабан шпин-

дельный [24]; многокоординатный мобильный сверлильно-фрезерный станок пирамидальной компоновки (патент Украины № 101447).

Вместо традиционной многошпиндельной головки с зубчатыми колесами (настоящее) (рис. 5) предложены мотор-головки многошпиндельные (будущее) (рис. 6).

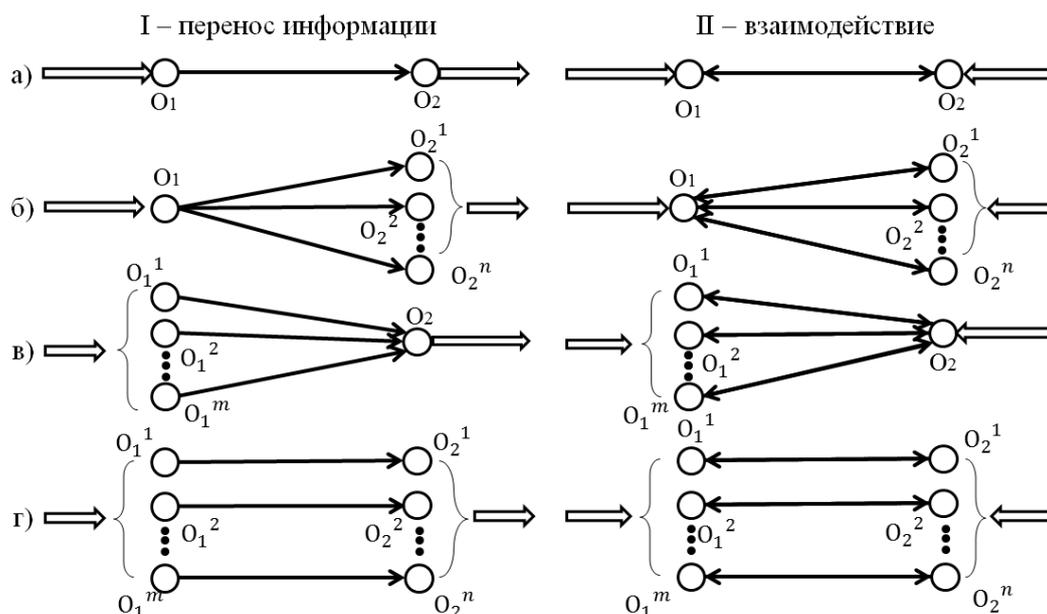


Рис. 4. Варианты переноса информации и взаимодействия материальных точек согласно систематике по Флинну: а – один вход, один выход; б – один вход, несколько выходов; в – несколько входов, один выход; г – несколько входов, несколько выходов

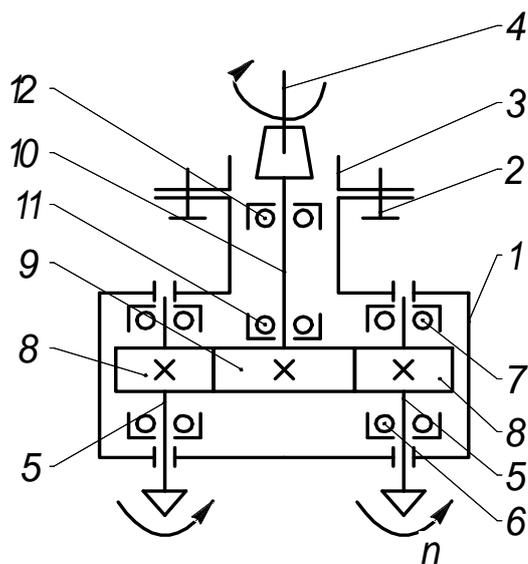


Рис. 5. Традиционная головка многошпиндельная (настоящее): 1 – корпус; 2 – болты; 3 – пиньоль; 4 – ось шпинделя станка; 5 – рабочие инструментальные шпиндели; 6 и 7 – передние и задние опоры рабочих шпинделей; 8, 9 – зубчатые колеса; 10 – приводной вал с опорами; 11, 12 – опоры

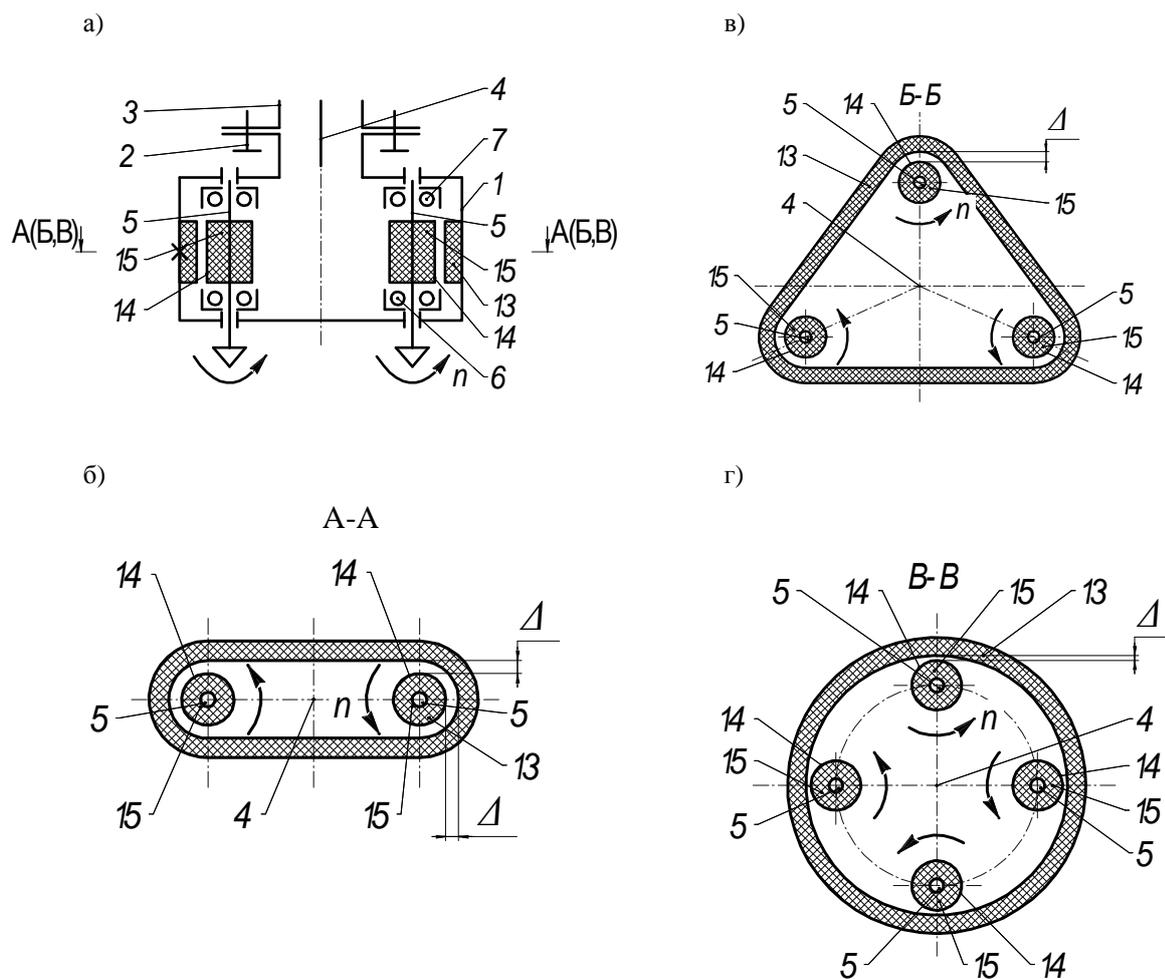


Рис. 6. Мотор-головки многшпиндельные (будущее) по патенту Украины № 110074 с генетическими формулами согласно [18]: а – продольный разрез; б – двухшпиндельная [ПЛ 0.2у]<sub>1</sub> × [2ЦЛ 0.2у]<sub>2</sub>; в – трехшпиндельная [ПЛ 0.2у<sup>3</sup>]<sub>1</sub> × [3ЦЛ 0.2у]<sub>2</sub>; г – четырехшпиндельная [ПЛ 0.2у]<sub>1</sub> × [4ЦЛ 0.2у]<sub>2</sub>

Вместо традиционной револьверной головки с зубчатыми передачами от шпинделя станка (настоящее) (рис. 7, а) предложена мотор-головка револьверная (будущее) (рис. 7, б), в которой зубчатый механизм поворота с отдельным электродвигателем можно заменить на гибридную электромеханическую систему с коническим статором и цилиндрическими роторами (генетическая формула [КН 0.2у]<sub>1</sub> × [нЦЛ 0.2у]<sub>2</sub> [22].

Применение высокоскоростных мотор-шпинделей (М-Ш) в многшпиндельных токарных автоматах и полуавтоматах позволяет отказаться от зубчатых передач в приводе главного движения (прошлое) (рис. 8, а), отдельных

электродвигателей с муфтами (настоящее) (рис. 8, б) и существенно сократить кинематические цепи и вес шпиндельного барабана (ШБ) (будущее) (рис. 8, в, г) [24].

Говоря о будущем развития мирового и отечественного станкостроения [13, 19, 21], необходимо обратиться к научному подходу, известным и новым методам прогнозирования и предвидения на 50...100 и более лет вперед. Различают следующие виды предвидения в технике: научное (инженерное) прогнозирование [16, 20]; научное предвидение [3]; генетическое предвидение [22, 23]. При научном прогнозировании на глубину до 20...30 лет эффективным

может быть системно-морфологический подход [14, 20], проиллюстрированный

на примере станка будущего (рис. 9).

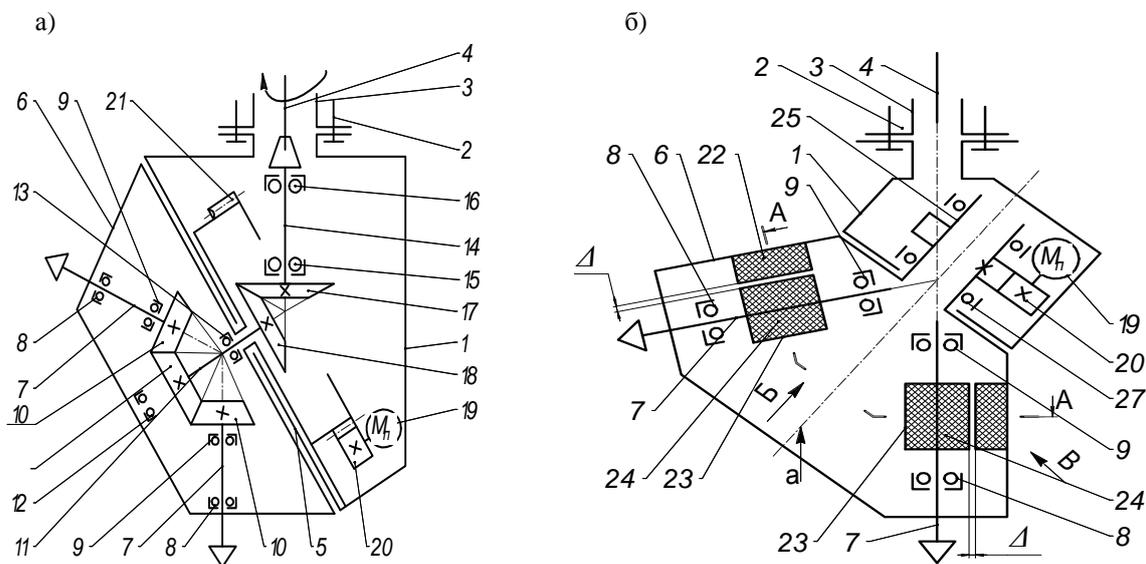


Рис. 7. Головка револьверная (настоящее) (а) и мотор-головка револьверная (будущее) по патенту Украины № 109191 с генетической формулой  $[КН\ 0.2y]_1 \times [пЦЛ\ 0.2y]_2$  (б): 1 – корпус; 2 – болты; 3 – шпиндельный узел станка; 4 – ось шпинделя станка; 5 – нижний торец корпуса; 6 – поворотная планшайба; 7 – рабочие инструментальные шпиндели; 8, 9 – передние и задние опоры рабочих шпинделей; 10 – конические зубчатые колеса на концах шпинделей 7; 11, 18 – центральные конические зубчатые колеса на приводном валу; 12, 13 – опоры приводного вала; 14 – центральный вал на опорах; 17, 18 – зубчатая коническая пара; 19 – электродвигатель поворота планшайбы; 20, 21 – цилиндрическая зубчатая пара; 22 – статор конусообразной формы; 23 – якорь вращательного движения с обмотками; 24 – обмотки; 25 – хвостовик планшайбы на опорах; 26, 27 – опоры

Долгосрочный прогноз с вероятностью свершения 100 % на основе генетического предвидения можно представить в виде пирамиды предвидения (рис. 10). С увеличением размера (веса) детали Гд и станка Гс изменяются их соотношение и вид станка: I – быстро собираемые и ультрапрецизионные мини-станки из модулей в кейсе со встроенной системой компьютерного управления; II – настольные станки или 3D-принтеры с искусственным интеллектом, управляемые от компьютера (смартфона) или чипа в голове человека; III – напольные (наземные) мобильные многокоординатные станки-робокары с

каркасно-оболочечной несущей системой, перемещаемые по цеху и одновременно обрабатывающие детали; IV – здание (цех) с установленной на полу заготовкой (возможно, выращенной с помощью 3D-принтера), по стенам и потолку которого перемещаются интеллектуальные станки-роботы; V – открытая площадка под навесом, на полу которой установлена заготовка (возможно, выращенная с помощью 3D-принтеров), а вокруг нее и по ней перемещаются интеллектуальные станки-роботы с инструментами различного назначения и исполнения.

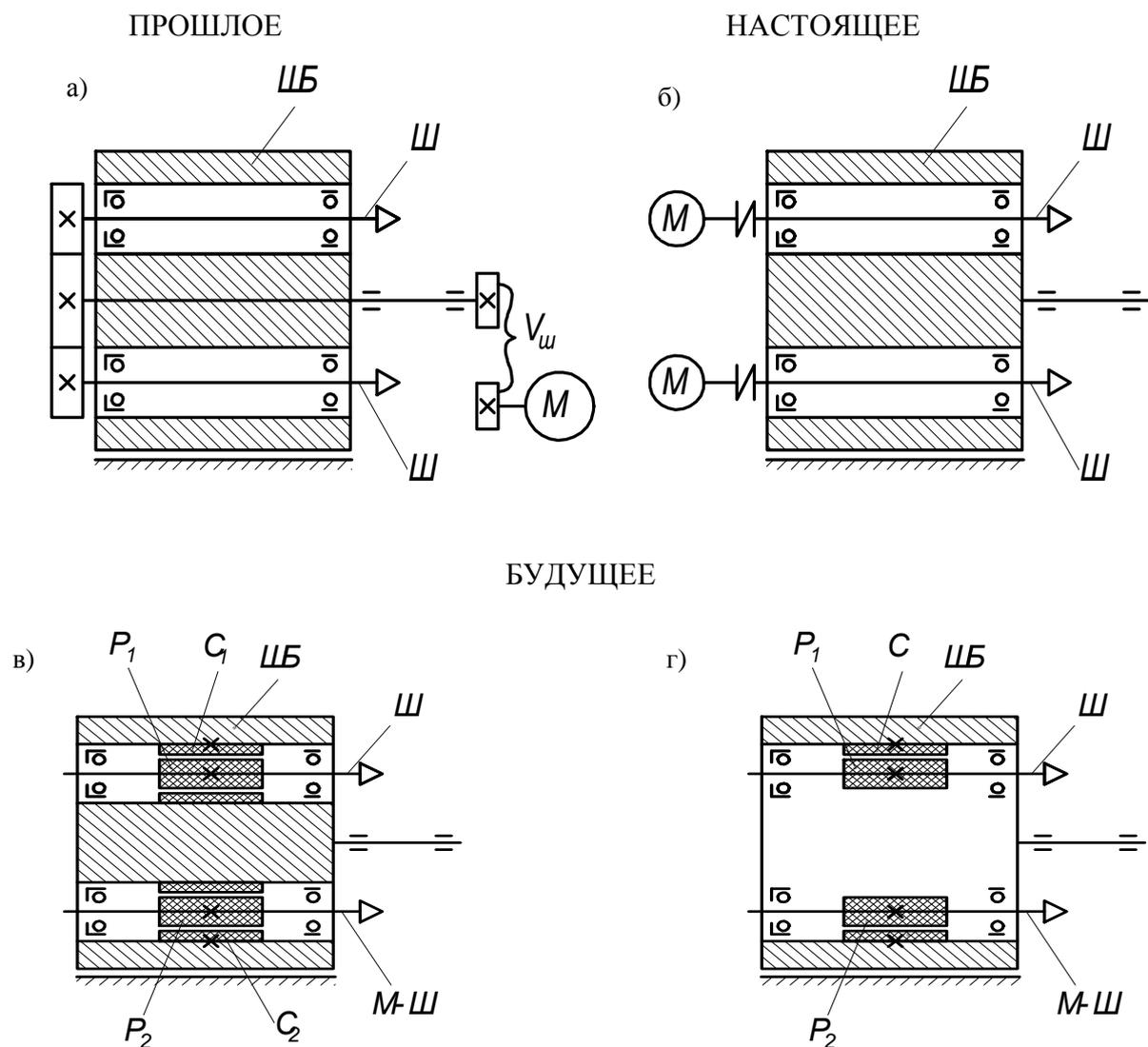


Рис. 8. Эволюция привода главного движения (вращения шпинделей) в многошпиндельном токарном автомате с поворотным шпиндельным барабаном (ШБ): а – прошлое; б – настоящее; в, г – будущее (М – электродвигатели главного движения;  $M_1 \dots M_z$  – электродвигатели вращения шпинделей  $Ш_1 \dots Ш_z$ ; (М-Ш) $_1 \dots$  (М-Ш) $_z$  – мотор-шпиндели;  $C_1 \dots C_z$  – статоры мотор-шпинделей;  $P_1 \dots P_z$  – роторы мотор-шпинделей; С – общий статор для всех М-Ш)

Для всех станков будущего при приближении формы заготовки к форме готовой детали, т. е. при существенном уменьшении снимаемых припусков, сил резания и при высоких скоростях обработки, а также с переходом к каркасным

и оболочечным несущим системам (станинам, колоннам, стойкам и т. п.), отпадает необходимость в фундаментах, начиная от мини-станков и заканчивая уникальными.

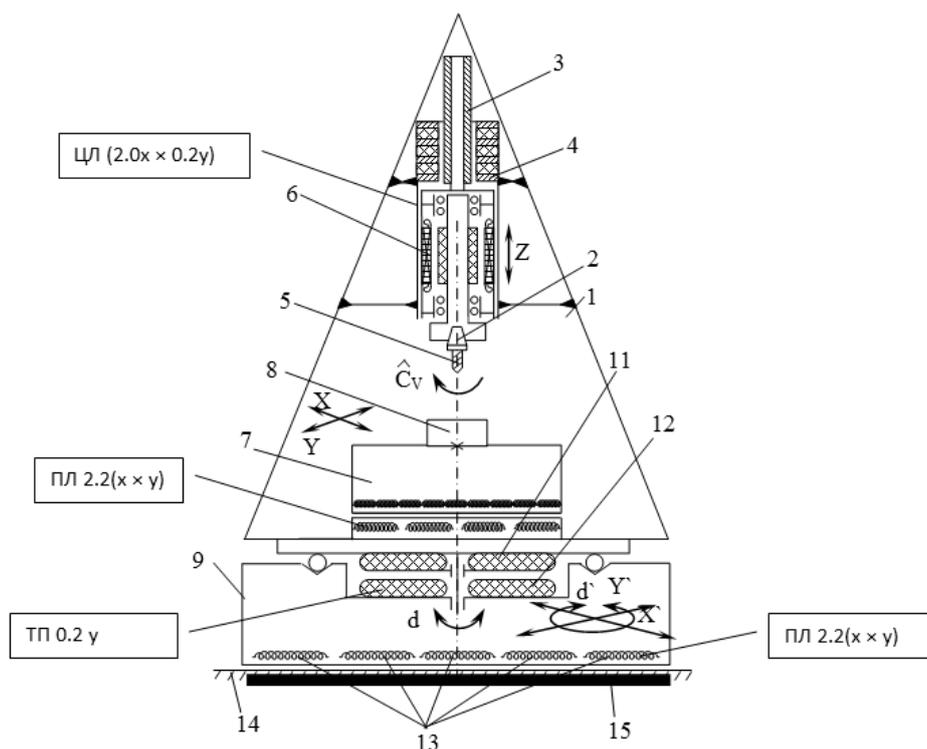


Рис. 9. Многокоординатный мобильный сверлильно-фрезерный станок будущего без механических передач по патенту на изобретение № 101447 с генетическими формулами узлов (механизмов)

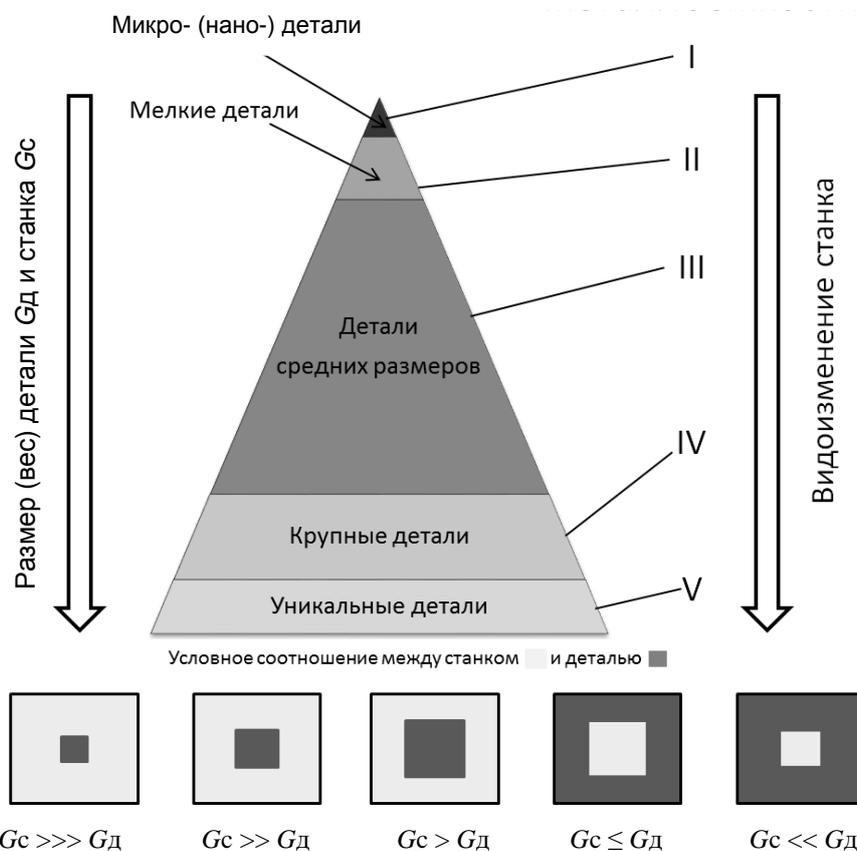


Рис. 10. Геометрическая модель предвидения эволюции станков различных типов размеров

### Заключение

1. Становится очевидным, что Человек не является единоличным творцом технологического прогресса, как считалось ранее, а остается лишь учеником Природы. Всё, что изобретено многими поколениями специалистов, Природа давно предусмотрела в своих генетических программах. Природа устанавливает законы структурной организации, создает генетические программы развития сложных систем и диктует строгие правила их построения.

2. Наступает эра перехода от виртуального к реальному, т. к. основой прогресса материального производства («больше—лучше—дешевле») были и остаются производственные технологии и технические средства (материальные и энергетические потоки), а не компьютеры, приучающие к виртуальным работам и относящиеся к информационным

потокам, которые всегда являются только вспомогательными и вторичными.

3. Новые идеи всегда сталкиваются с целой армией рутинеров, но именно эти смелые идеи благодаря знанию законов Природы и уважению к ним приводят к созданию жизнедеятельных и конкурентоспособных реальных объектов производства. Это можно выразить словами проф. МВТУ им. Н. Э. Баумана Л. И. Волчкевича [3]: «Противостояние нового и номинально-перспективного, но недостаточно отработанного и рискованного по сравнению с досконально известным и привычным не может протекать бесконфликтно, без ломки психологических стереотипов, без взаимопонимания и компромиссов...».

4. Следует помнить слова акад. К. Скрябина: «Кто владеет генетической информацией, будет владеть миром!».

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Балашов, Е. П.** Эволюционный синтез систем / Е. П. Балашов. – М. : Радио и связь, 1985. – 328 с.
2. **Бирюков, Б. Н.** Машины, создающие машины / Б. Н. Бирюков. – Киев : Техника, 1987. – 141 с.
3. **Брюхович, Е. И.** К вопросу информатизации общества / Е. И. Брюхович // Математические машины и системы. – 1997. – № 2. – С. 122–132.
4. **Вавилов, Н. И.** Закон гомологических рядов в наследственной изменчивости / Н. И. Вавилов. – Л. : Наука, 1987. – 267 с.
5. **Вернадский, В. И.** Биосфера и ноосфера / В. И. Вернадский. – М. : Айрис-пресс, 2007. – 576 с.
6. **Волчкевич, Л. И.** Автоматизация производственных процессов : учеб. пособие / Л. И. Волчкевич. – М. : Машиностроение, 2005. – 380 с.
7. **Гегель, Ф. Г.** Наука логики / Ф. Г. Гегель. – СПб. : Логос, 1997. – 191 с.
8. **Добровольский, В. А.** Основные принципы конструирования современных машин / В. А. Добровольский, Л. Б. Эрлих. – Киев ; М. : Машгиз, 1956. – 110 с.
9. **Ишлинский, А. Ю.** Механика: идеи и задачи, приложения / А. Ю. Ишлинский. – М. : Наука, 1985. – 624 с.
10. **Князева, Е. Н.** Синергетика. Нелинейность времени и ландшафты коэволюции / Е. Н. Князева, С. П. Курдюмов. – М. : Комкнига, 2014. – 272 с.
11. **Короткова, Г. П.** Принципы целостности (к вопросу о соотношении живых и неживых систем) / Г. П. Короткова. – Л. : Ленинград. ун-т, 1968. – 160 с.
12. **Кузнецов, Ю. Н.** Генетико-морфологический подход к созданию антропогенных систем на примере станков / Ю. Н. Кузнецов // Современные проблемы машиноведения : материалы X Междунар. науч.-техн. конф., Гомель, 23–24 окт. 2014 г. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2014.
13. **Кузнецов, Ю. Н.** Эволюционный и генетический синтез технологического оборудования нового поколения / Ю. Н. Кузнецов // Резание и инструмент в технологических системах : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков : ХПИ, 2008. – Вып. 85. – С. 149–162.
14. Генетико-морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся деталей / Ю. Н. Кузнецов [и др.] // Journal of Technical University – Sofia : Plovdiv branch, Bulgaria Fundamental Sciences and Applications, 2013. – Vol. 19, book 2.

15. **Кузнецов, Ю. Н.** Теоретические основы оптимального проектирования зажимных механизмов / Ю. Н. Кузнецов // Материалы науч. конф., посвящ. 1300-летию Болгарии и 90-летию БКБ. – Габрово (НРБ), 1982. – С. 37–58.
16. **Кузнецов, Ю. Н.** Теория технических систем : учебник / Ю. Н. Кузнецов, Ю. К. Новоселов, И. В. Луцив. – Севастополь : СевНТУ, 2010. – 252 с.
17. **Кузнецов, Ю. Н.** Новый взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании технических систем / Ю. Н. Кузнецов // Фундаментальные основы механики : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Новокузнецк : НИЦ МС, 2016. – № 1. – С. 26–40.
18. **Кузнецов, Ю. Н.** Создание станков нового поколения с применением генетико-морфологического подхода / Ю. Н. Кузнецов // УНИТЕХ 10 : материалы Междунар. науч. конф. – Габрово, 2010. – Т. 2.
19. **Кузнецов, Ю. М.** Сучасний стан, перспективи розвитку і виробництва металорізальних верстатів в Україні / Ю. М. Кузнецов // Вісті Академії інженерних наук України. – 2011. – № 1 (41). – С. 2–10.
20. **Кузнецов, Ю. М.** Прогнозування розвитку технічних систем : навч. посібник / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Склярів ; за ред. Ю. М. Кузнецова. – Киев : ЗМОК ; ГНОЗИС, 2004. – 323 с.
21. **Кузнецов, Ю. М.** Компоновка верстатів з механізмами паралельної структури / Ю. М. Кузнецов, Д. О. Дмитрієв, Г. Ю. Діневич. – Херсон : В. С. Вишемирський, 2009. – 456 с.
22. **Шинкаренко, В. Ф.** Основы теории эволюции электромеханических систем / В. Ф. Шинкаренко. – Киев : Наукова думка, 2002. – 288 с.
23. **Шинкаренко, В. Ф.** Генетическое предвидение как системная основа в стратегии управления инновационным развитием технических систем / В. Ф. Шинкаренко // Праці Таврійського держ. агро-техн. ун-та. – 2011. – Т. 4, вип. 11. – С. 3–19.
24. **Ibrahim Farhan Salman Alrefo.** Evolution and genetic forecasting of multispindle automatic lathe development / Ibrahim Farhan Salman Alrefo, Yu. N. Kuznetsov // Вісн. ХНТУ. – 2016. – № 2 (57). – С. 17–22.
25. **Shynkarenko, V.** Interdisciplinary approach to modeling and synthesis of difficult technical systems / V. Shynkarenko, Y. Kuznetsov // Journal of the Technical University Gabrovo. – 2016. – Vol. 52. – P. 24–28.
26. **Kuznetsov, Y.** The genetic approach is the key to innovate synthesis of complicated technical systems / Y. Kuznetsov, V. Shynkarenko // Journal of the Technical University. – 2011. – Vol. 16, book 2. – P. 15–34.

*Статья сдана в редакцию 30 января 2017 года*

**Юрий Николаевич Кузнецов**, д-р техн. наук, проф., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского». E-mail: info@zmok.kiev.ua, zmok@mail.ru.

**Yury Nikolayevich Kuznetsov**, DSc (Engineering), Prof., National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute». E-mail: info@zmok.kiev.ua, zmok@mail.ru.

---

УДК 62.235

*А. С. Кучик*

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

---

UDC 62.235

*A. S. Kuchik*

## MATHEMATICAL MODELING OF FUNCTIONING MODES OF THE DRIVE DEVELOPED FOR AN OPERATING ELEMENT OF THE MINING AND TUNNELING MACHINE

---

### **Аннотация**

Приведены результаты исследования разработанного привода исполнительного органа проходческого комбайна, полученные на основе математического моделирования. Определены зависимости показателей качества переходных процессов привода от параметров проектируемого привода. Выполнен анализ устойчивости системы привода. Приведены графики переходных процессов и их анализ.

### **Ключевые слова:**

проходческий комбайн, привод рабочего органа комбайна, кинематическая схема привода, динамическая модель, математическая модель, матрица Якоби, устойчивость системы, показатели качества переходных процессов.

### **Abstract**

The paper presents the results of the study of the drive developed for an operating element of the mining and tunneling machine, which were obtained based on mathematical modeling. The dependencies between quality indicators of transient processes of the drive and parameters of the designed drive are determined. The analysis of drive system stability is performed. The graphs of transient processes and their analysis are given.

### **Key words:**

mining and tunneling machine, drive of the operating element of the machine, kinematic drive scheme, dynamic model, mathematical model, Jacobi matrix, system stability, quality indicators of transient process.

---

Одной из разновидностей проходческих машин являются комбайны избирательного действия. В ОАО «Беларуськалий» данный тип комбайнов в основном применяется для проведения ремонта выработок, производства камер, ниш и сбоек, а также для проходки штреков с высотой до 5,1 м и площадью в свету до 35 м<sup>2</sup>.

Производительность комбайна в большей мере зависит от надежности функционирования его механизмов. Одним из механизмов, работающих в наиболее сложных условиях, является

трансмиссия, обеспечивающая преобразование параметров потока энергии, подводимой к исполнительному рабочему органу комбайна, который непосредственно контактирует с забоем и испытывает высокие динамические нагрузки. Современные методы разработки горной породы постоянно требуют создания новых типов приводов с высокими показателями надежности, производительности при одновременном снижении металлоёмкости и удельной энергоёмкости. Современная техника нуждается в применении современ-

ных компьютерных технологий проектирования, методов математического моделирования, позволяющих оценить динамические процессы в приводе рабочих органов и влияние на них параметров передающих энергию механизмов.

### Разработка динамической модели привода рабочего органа комбайна

Исполнительный орган комбайна относится к многомерным динамическим системам, состоящим из множества взаимодействующих между собой и с внешней средой элементов. Его можно представить как динамическую систему с сосредоточенными параметрами, описываемую системой обыкновенных дифференциальных уравнений [1].

Разработка модели связана с решением ряда задач:

- разработка динамической модели системы;

- определение параметров элементов модели;

- составление системы дифференциальных уравнений, описывающих состояние и процесс функционирования элементов динамической модели;

- интегрирование дифференциальных уравнений;

- анализ качества переходных процессов.

При построении динамической модели привода рабочего органа комбайна применён метод сосредоточенных масс [1], при котором абстрактные элементы модели наделяются определенными физическими свойствами – инерционными, упругими, диссипативными, трансформаторными. Построение динамической модели основано на использовании кинематической схемы привода, представленной на рис. 1, а.

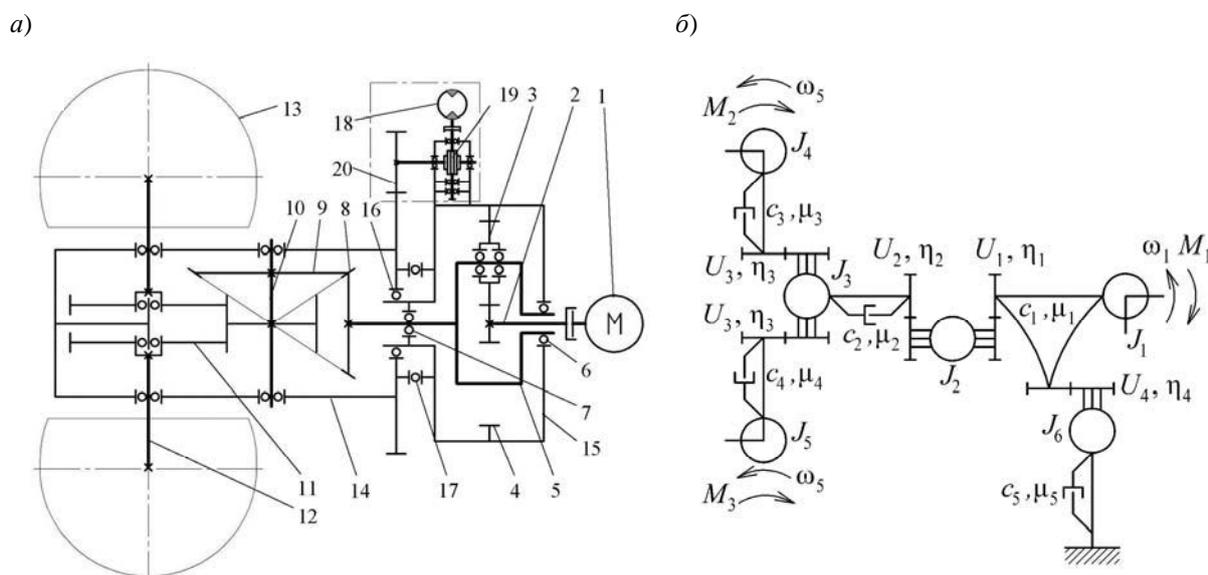


Рис. 1. Кинематическая схема (а) и динамическая модель (б) привода

От электродвигателя 1 вращающий момент передается на солнечную шестерню 2 механизма привода, далее через сателлиты 3, взаимодействующие с коронным колесом 4, – на водило 5 планетарного ряда. Водило 5, удержива-

емое в центральной части редуктора подшипниками 6 и 7, приводит во вращение посаженную на него коническую шестерню 8. Эта шестерня, в свою очередь, передает вращающий момент на коническое зубчатое колесо 9 и соеди-

ненную с ним цилиндрическую вал-шестерню 10. Далее вращающий момент делится на два потока, передаваемые одновременно двум зубчатым колесам 11, жестко закрепленным на выходных валах 12, соединенных с режущими коронками 13 рабочего органа комбайна.

При необходимости формирования арочной формы выработки, как наиболее устойчивой к обрушению, подвижный корпус 14 может поворачиваться относительно неподвижного корпуса 15 на подшипниках 16 и 17 посредством гидромоторного узла 18 через червячный редуктор 19 и открытую прямозубую передачу 20.

Динамическая модель привода, сформированная на основании кинематической схемы, представлена на рис. 1, б.

Динамическая модель включает 6 инерционных элементов, 5 упругих и диссипативных элементов, 4 трансформаторных элемента.

Параметры инерционных элементов:  $J_1$  – приведенный момент инерции, учитывающий инерционные свойства ротора двигателя, полумуфты и солнечной шестерни, связанных с ротором;  $J_2$  – приведенный момент инерции, учитывающий инерционные свойства вала планетарного ряда с подшипниками, осями сателлитов, ведущей конической шестерней и крепежных деталей;  $J_3$  – приведенный момент инерции, учитывающий инерционные свойства ведомого конического колеса, вал-шестерни цилиндрической передачи и подшипников;  $J_4, J_5$  – приведенные моменты инерции, учитывающие инерционные свойства выходного вала, ведомого цилиндрического зубчатого колеса, подшипников, крепежных деталей и непосредственно режущей коронки с забурником;  $J_6$  – приведенный момент инерции, учитывающий инерционные свойства сателлитов с подшипниками.

Параметры упругих элементов:  $c_1$  – коэффициент жесткости, учитывающий упругие свойства зубьев солнечной шестерни, шпоночных и зубчатых

соединений полумуфт;  $c_2$  – коэффициент жесткости, учитывающий упругие свойства вала, зубьев конической передачи, шпонки, зубьев цилиндрической передачи, вал-шестерни;  $c_3, c_4$  – коэффициенты жесткости, учитывающие упругие свойства выходного вала, шпоночных соединений;  $c_5$  – коэффициент жесткости, учитывающий упругие свойства зубьев сателлитов планетарного ряда.

Параметры диссипативных элементов:  $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4, \mu_5$  – коэффициенты сопротивления, учитывающие диссипативные свойства тех же элементов, что соответствующие параметры упругих элементов.

Параметры трансформаторных элементов:  $U_1, \eta_1, U_2, \eta_2, U_3, \eta_3, U_4, \eta_4$  – передаточные числа и КПД, характеризующие преобразующие свойства планетарного ряда, конической, цилиндрической передач, звена солнечная шестерня-сателлит соответственно.

На динамическую систему исполнительного органа оказывают влияние внешние воздействия типа потенциала:  $M_1$  – внешнее воздействие, соответствующее моменту двигателя;  $M_2, M_3$  – внешние воздействия, соответствующие моментам сопротивления резанию.

### **Определение параметров динамической модели**

На современном этапе проектирования эскизная компоновка проекта включает в себя трехмерное моделирование механизмов. В программных продуктах, позволяющих производить трёхмерное моделирование, заложена функция определения моментов инерции. С её помощью определены искомые значения, приведенные в табл. 1.

Методика определения коэффициентов жесткости для упругих элементов динамической модели отражена в [2, 3]. Численные значения параметров упругих элементов приведены в табл. 2.

Табл. 1. Значения параметров инерционных элементов привода

Параметр	Значение, кг·м <sup>2</sup>	Параметр	Значение, кг·м <sup>2</sup>
$J_1$	2,369	$J_4$	118,407
$J_2$	2,64	$J_5$	
$J_3$	4,859	$J_6$	0,4

Табл. 2. Значения параметров упругих элементов

Параметр	Значение, Н·м/рад	Параметр	Значение, Н·м/рад
$c_1$	$0,68 \cdot 10^6$	$c_4$	$7,2 \cdot 10^6$
$c_2$	$4,2 \cdot 10^6$	$c_5$	$16,7 \cdot 10^6$
$c_3$	$7,2 \cdot 10^6$		

Коэффициент сопротивления диссипативного элемента зависит от параметров элементов динамической модели, непосредственно к нему примыкающих, и вычисляется по формуле

$$\mu_i = 2 \gamma J_i' \omega_i', \quad (1)$$

где  $\gamma$  – относительный коэффициент затухания колебаний;  $J_i'$  – параметр

инерционного элемента парциальной системы;  $\omega_i'$  – собственная парциальная частота.

При определении коэффициента сопротивления используют парциальные системы с упругим базовым элементом [1]. Парциальные системы для определения коэффициента сопротивления представлены на рис. 2.

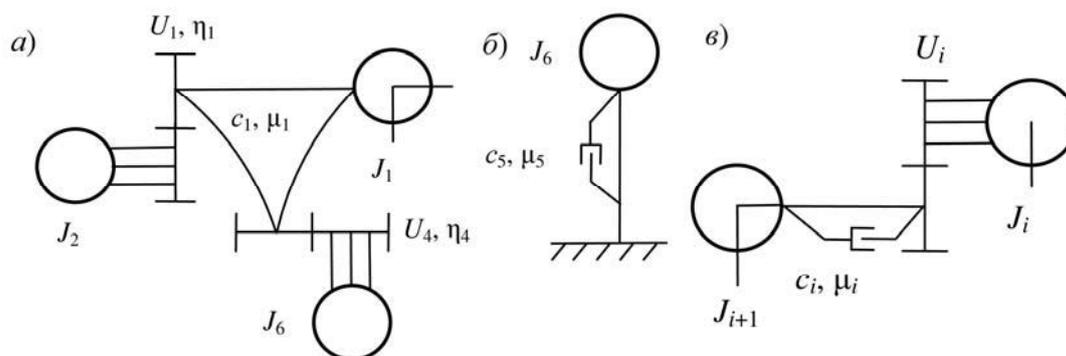


Рис. 2. Парциальные системы с базовым упругим элементом: а – парциальная система с базовым упругим элементом  $c_1$ ; б – то же с базовым упругим элементом  $c_5$ ; в – то же с базовым упругим элементом  $c_i, i = 3 \dots 5$

Для парциальной системы на рис. 2, а параметр инерционного элемента

$$J_1' = \frac{J_1 J_2 U_1^2 J_6 U_4^2}{J_2 U_1^2 J_6 U_4^2 + J_1 J_6 U_4^2 + J_1 J_2 U_1^2}, \quad (2)$$

для парциальной системы на рис. 2, б

$$J_5' = J_6, \quad (3)$$

а для парциальной системы на рис. 2, в

$$J' = \frac{J_i U_i^2 J_{i+1}}{J_i U_i^2 + J_{i+1}} \quad (4)$$

Численные значения коэффициентов сопротивления динамической моде-

ли при  $\gamma = 0,2$  приведены в табл. 3. Значения передаточных чисел и КПД трансформаторных элементов представлены в табл. 4.

Табл. 3. Значения параметров диссипативных элементов

Параметр	Значение, Н·м·с/рад	Параметр	Значение, Н·м·с/рад
$\mu_1$	425,7	$\mu_3$	5927
$\mu_2$	1417	$\mu_4$	
		$\mu_5$	1035

Табл. 4. Значения передаточных чисел и КПД зубчатых передач привода

Номер передачи	$U_i$	$\eta_i$	Номер передачи	$U_i$	$\eta_i$
1	4,941	0,97	3	2,684	0,97
2	1,722	0,96	4	3,941	0,97

**Разработка математической модели привода рабочего органа комбайна**

Математическая модель технического объекта на макроуровне представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений. Искомые функции в этих уравнениях являются базисные фазовые координаты, а независимой переменной – время.

Для упрощения процесса построения математической модели и возмож-

ности реализации вычислительных процессов на ЭВМ наиболее удобен структурно-матричный метод [1]. Вначале необходимо по динамической модели объекта исследования построить ориентированный граф (орграф), представляющий структурную математическую модель системы.

Орграф разработанной динамической модели (см. рис. 1, б) изображен на рис. 3.

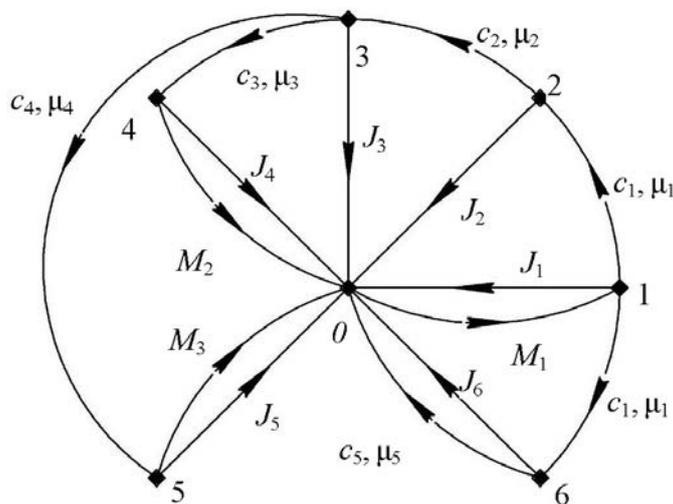


Рис. 3. Орграф динамической модели

Для дальнейшего построения математической модели на основе орграфа следует сформировать матрицу инциденций, численно отражающую направление передачи сигналов, и матрицу трансформаторных элементов. Эти мат-

рицы в статье не приводятся. Математическая модель, включающая систему дифференциальных уравнений (5) и систему компонентных уравнений диссипативных элементов (6), представлена далее.

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_1}{dt} &= [M_1 - (M_{y1} + M_{a1})] / J_1; \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= \left[ (M_{y1} + M_{a1})U_1 \eta_1 - \frac{(M_{y2} + M_{a2})}{U_2 \eta_2} \right] / J_2; \\ \frac{d\omega_3}{dt} &= \left[ (M_{y2} + M_{a2}) - \frac{(M_{y2} + M_{a2}) + (M_{y3} + M_{a3})}{U_3 \eta_3} \right] / J_3; \\ \frac{d\omega_4}{dt} &= [(M_{y3} + M_{a3}) - M_2] / J_4; \\ \frac{d\omega_5}{dt} &= [(M_{y3} + M_{a3}) - M_3] / J_5; \\ \frac{d\omega_6}{dt} &= [(M_{y1} + M_{a1})U_4 \eta_4 - (M_{y5} + M_{a5})] / J_6; \\ \frac{dM_{y1}}{dt} &= c_1(\omega_1 - \omega_2 U_1 - \omega_6 U_4); \\ \frac{dM_{y2}}{dt} &= c_2(\omega_2 / U_2 - \omega_3); \\ \frac{dM_{y3}}{dt} &= c_3(\omega_3 / U_3 - \omega_4); \\ \frac{dM_{y4}}{dt} &= c_4(\omega_3 / U_3 - \omega_5); \\ \frac{dM_{y5}}{dt} &= c_5 \omega_6; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{a1} &= \mu_1(\omega_1 - \omega_2 U_1 - \omega_6 U_4); \\ M_{a2} &= \mu_2(\omega_2 / U_2 - \omega_3); \\ M_{a3} &= \mu_3(\omega_3 / U_3 - \omega_4); \\ M_{a4} &= \mu_4(\omega_3 / U_3 - \omega_5); \\ M_{a5} &= \mu_5 \omega_6. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

### Функции внешних воздействий

Внешняя среда воздействует на динамическую систему посредством двух источников потенциалов: момента электродвигателя  $M_1$  и моментов сопротивления резанию  $M_2$  и  $M_3$  на каждой из

коронков (см. рис. 1, а).

Механическая характеристика электродвигателя [4] представлена на рис. 4, а; величина и характер изменения момента сопротивления резанию – на рис. 4, б.

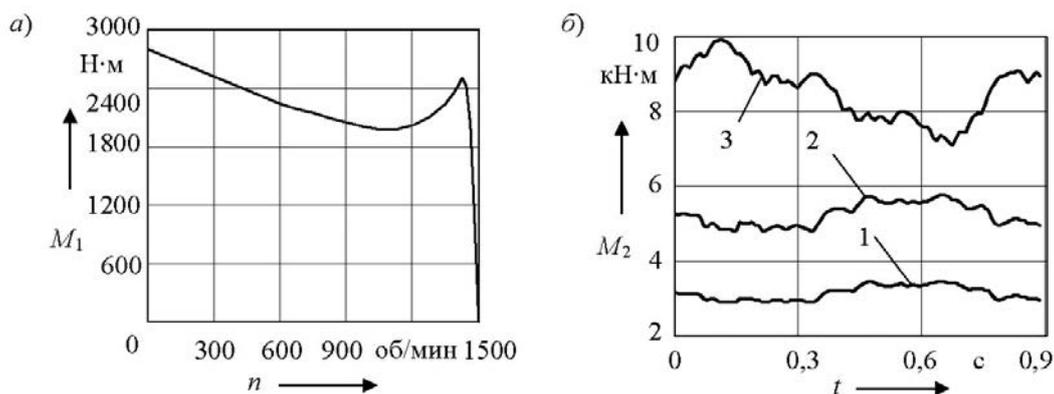


Рис. 4. Функции внешних воздействий: 1 – функция изменения внешнего воздействия при внедрении коронки в массив; 2 – функция изменения внешнего воздействия при резании в вертикальной плоскости; 3 – функция изменения внешнего воздействия при резании в горизонтальной плоскости

### Оценка устойчивости проектируемой динамической системы

Устойчивость технической системы можно оценить без решения системы дифференциальных уравнений. Для этого используется матрица Якоби. Оценка устойчивости и выявление формы колебаний осуществляются по спектру матрицы Якоби. Если вещественные

части собственных значений матрицы Якоби отрицательны, система устойчива и переходные характеристики будут затухающими. Мнимые части собственных значений матрицы Якоби – резонансные частоты исследуемой системы.

Матрица Якоби в статье не приводится. В табл. 5 представлен спектр собственных значений.

Табл. 5. Спектр матрицы Якоби

<i>i</i>	Re	Im	<i>i</i>	Re	Im	<i>i</i>	Re	Im	<i>i</i>	Re	Im
1	-8582	693	4	-498	-2349	7	0	0	10	-3,1	162,8
2	-8582	-693	5	-293,5	933,5	8	-18,1	227,6	11	-3,1	-162,8
3	-498	2349	6	-293,5	-933,5	9	-18,1	-227,6			

На основании полученного спектра матрицы Якоби можно сделать следующие выводы:

- 1) исследуемая система устойчива, т. к. вещественные части всех собственных значений отрицательны;
- 2) собственные значения матрицы Якоби содержат мнимые части, отличные от нуля, поэтому переходные процессы в системе будут колебательными.

### Анализ качества переходных процессов

Для оценки качества переходного процесса использованы следующие показатели:

- 1) время переходного процесса  $t_n$ ;
- 2) коэффициент динамичности  $k_d$ ;
- 3) интегральная оценка отклонения графика от идеальной характеристики  $I$ .

Рассмотрим два вида внешних воздействий на исследуемую систему:

1) пуск электродвигателя, когда частота вращения инерционных элементов равна нулю. Графики изменения частот вращения инерционных элементов и моментов в упругих элементах представлены на рис. 5 и 6;

2) внедрение режущей коронки в массив при резании в горизонтальной плоскости (самый распространенный случай). Частоты вращения инерционных элементов при этом номинальные, нагрузка прикладывается мгновенно. Графики изменения моментов в упругих элементах представлены на рис. 7.

Произведем анализ влияния параметров динамической модели на характер переходного процесса в упругих

элементах привода. Для наглядности графическое построение выполним для третьего упругого элемента, характер изменения которого влияет на форму переходного процесса в остальных упругих элементах, а также исключим гармоническую составляющую внешней нагрузки.

Влияние относительного коэффициента затухания колебаний  $\gamma$  на критерии оптимальности представлено на рис. 8, влияние параметра  $J_3$  – на рис. 9, параметра  $J_4$  – на рис. 10, параметра  $c_2$  – на рис. 11, параметра  $c_3$  – на рис. 12. Остальные параметры не оказывают влияния на характер переходного процесса и в статье их анализ не приводится.

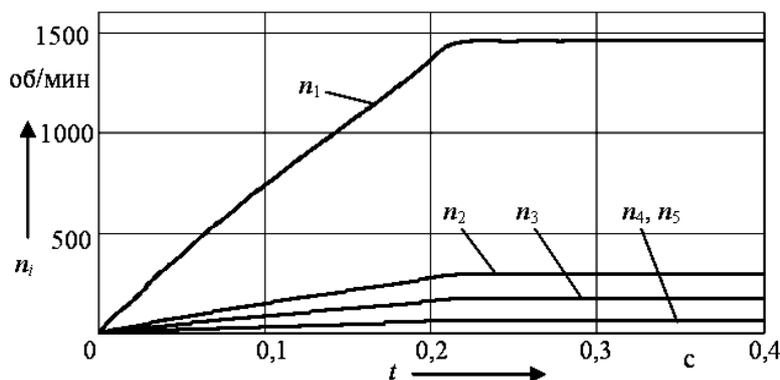


Рис. 5. Графики изменения частоты вращения масс в переходном процессе при пуске электродвигателя

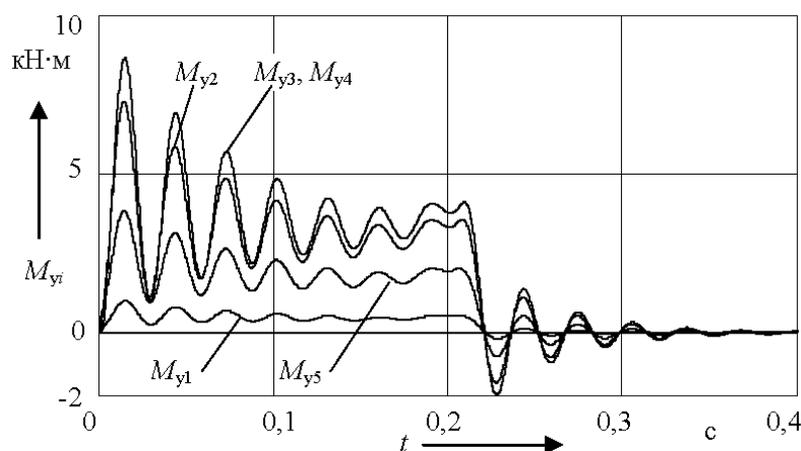


Рис. 6. Графики изменения моментов в упругих элементах при пуске электродвигателя

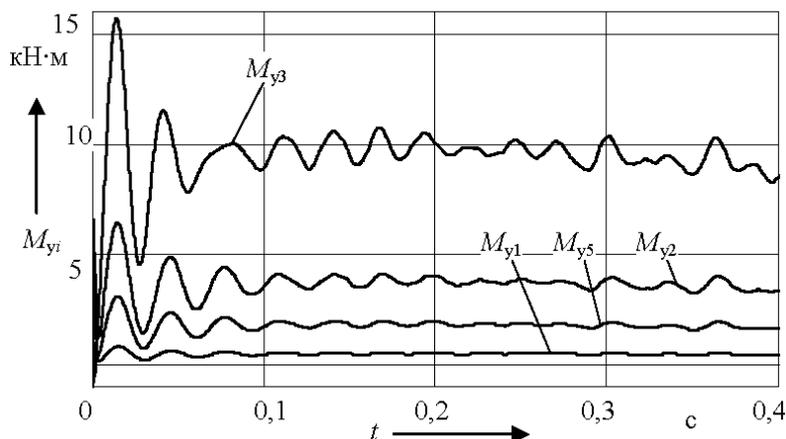


Рис. 7. Графики изменения моментов в упругих элементах при внедрении коронки в массив

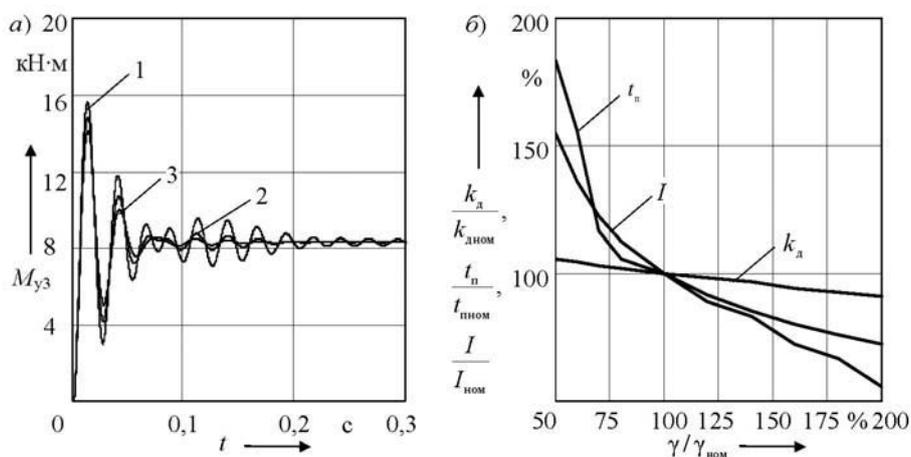


Рис. 8. Графики изменения моментов при различных  $\gamma$ : 1 –  $M_{y3}$  при  $\gamma/\gamma_{\text{НОМ}} = 50\%$ ; 2 –  $M_{y3}$  при  $\gamma/\gamma_{\text{НОМ}} = 100\%$ ; 3 –  $M_{y3}$  при  $\gamma/\gamma_{\text{НОМ}} = 200\%$

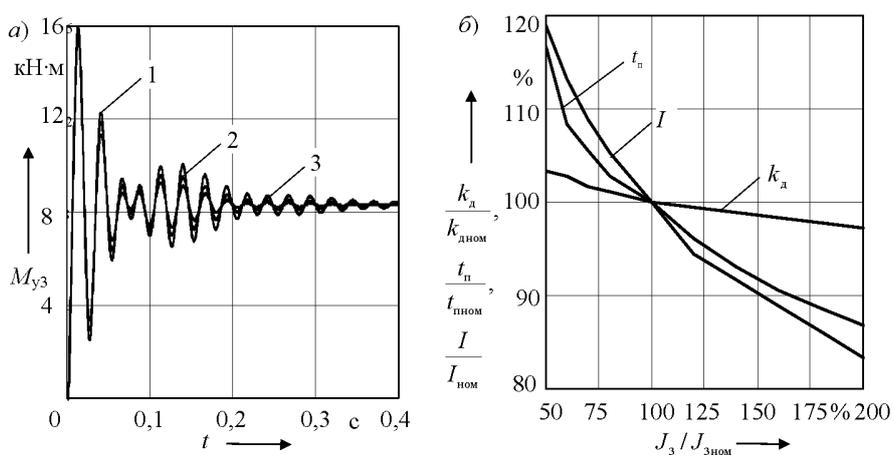


Рис. 9. Графики изменения моментов при различных величинах  $J_3$ : 1 –  $M_{y3}$  при  $J_3/J_{3 \text{ ном}} = 50\%$ ; 2 –  $M_{y3}$  при  $J_3/J_{3 \text{ ном}} = 100\%$ ; 3 –  $M_{y3}$  при  $J_3/J_{3 \text{ ном}} = 200\%$

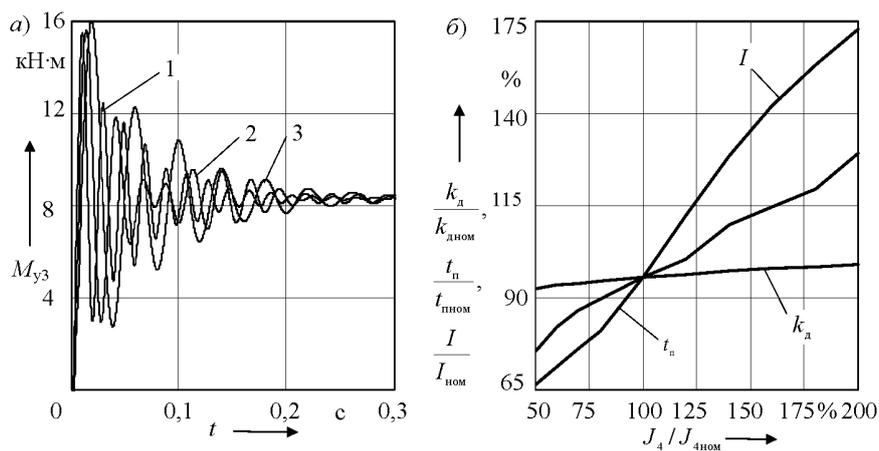


Рис. 10. Графики изменения моментов при различных величинах  $J_4$ : 1 –  $M_{y3}$  при  $J_4 / J_{4 \text{ ном}} = 50 \%$  ; 2 –  $M_{y3}$  при  $J_4 / J_{4 \text{ ном}} = 100 \%$  ; 3 –  $M_{y3}$  при  $J_4 / J_{4 \text{ ном}} = 200 \%$

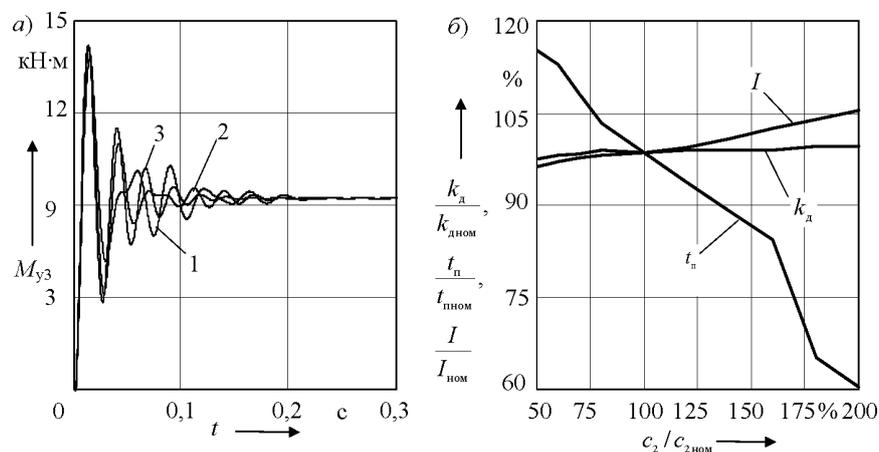


Рис. 11. Графики изменения моментов при различных величинах  $c_2$ : 1 –  $M_{y3}$  при  $c_2 / c_{2 \text{ ном}} = 50 \%$  ; 2 –  $M_{y3}$  при  $c_2 / c_{2 \text{ ном}} = 100 \%$  ; 3 –  $M_{y3}$  при  $c_2 / c_{2 \text{ ном}} = 200 \%$

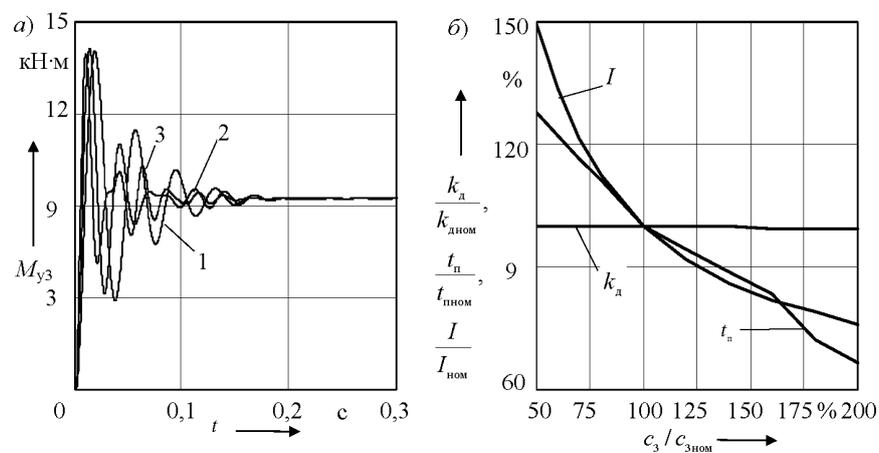


Рис. 12. Графики изменения моментов при различных величинах  $c_3$ : 1 –  $M_{y3}$  при  $c_3 / c_{3 \text{ ном}} = 50 \%$  ; 2 –  $M_{y3}$  при  $c_3 / c_{3 \text{ ном}} = 100 \%$  ; 3 –  $M_{y3}$  при  $c_3 / c_{3 \text{ ном}} = 200 \%$

### **Выводы**

1. Разгон масс до их номинальных частот вращения происходит за 0,22 с.

2. Пуск электродвигателя сопровождается пиковым ростом момента в приводе с коэффициентом динамичности 2,9, после чего происходит еще один пиковый рост с коэффициентом динамичности 1,7 при переходе двигателя в номинальный режим работы. Переходный процесс заканчивается за 0,35 с.

3. Внедрение коронки в массив сопровождается пиковым ростом момента в приводе с коэффициентом динамичности 1,8, переходный процесс заканчивается за 0,18 с. Изменение величины параметров инерционных элементов  $J_1, J_2, J_6, c_1, c_5$  в 2 раза практически не оказывает влияния на характер протекания переходного процесса, поэтому графики не приводятся.

4. Увеличение параметра  $J_3$  снижает динамичность, интегральную оценку и время переходного процесса. Необходи-

мо стремиться к максимальной величине данного параметра.

5. Увеличение параметра  $J_4$  практически не оказывает влияния на динамичность, однако в значительной мере повышает интегральную оценку и время переходного процесса. Необходимо стремиться к минимальной величине данного параметра.

6. Увеличение параметра  $c_2$  практически не оказывает влияния на динамичность, незначительно повышает интегральную оценку, однако существенно снижает время переходного процесса. Необходимо стремиться к максимальной величине данного параметра.

7. Увеличение параметра  $c_3$  практически не оказывает влияния на динамичность, однако в значительной мере снижает интегральную оценку и время переходного процесса. Необходимо стремиться к максимальной величине данного параметра.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
2. **Маслов, Г. С.** Расчеты колебаний валов : справ. пособие / Г. С. Маслов. – М. : Машиностроение, 1968. – 272 с.
3. **Молибошко, Л. А.** Компьютерные модели автомобилей : учебник / Л. А. Молибошко. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 294 с. : ил.

*Статья сдана в редакцию 20 марта 2017 года*

**Александр Сергеевич Кучик**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-778-22-57.

**Aleksandr Sergeyevich Kuchik**, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-778-22-57.

---

УДК 621.873.1

*И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко*

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНА МОСТОВОГО ТИПА**

---

UDC 621.873.1

*I. V. Leskovets, A. D. Buzhinski, O. V. Leonenko*

## **CHOICE OF PARAMETERS FOR THE LIFTING MECHANISM OF AN OVERHEAD CRANE**

---

### **Аннотация**

Проанализирована методика выбора параметров электродвигателя и редуктора механизма подъема крана мостового типа. Выполнен анализ вариантов механизма подъема грузоподъемностью 12,5 т. Определены значения параметров каната, барабана, статической мощности, статического и пускового моментов для разных вариантов. Проведен расчет параметров электродвигателей и редукторов механизма подъема для двигателей разной мощности, показатели которых удовлетворяют требованиям теплового расчета. Установлено, что данная методика не позволяет выбрать параметры механизма подъема с минимальной массой.

### **Ключевые слова:**

кран мостового типа, механизм подъема, параметры механизма подъема.

### **Abstract**

The methods for selecting parameters of an electric motor and reducing unit for the lifting mechanism of an overhead crane were analyzed. The analysis of different types of lifting mechanisms having a lifting capacity of 12 tonnes and 5 tonnes was done. The values of parameters of the rope, drum, static power, static and starting torques in different types of mechanisms were determined. The parameter calculation for electric motors and reducing units of the lifting mechanism was made for motors having different capacity, whose indicators meet the requirements of thermal calculation. It was found that this method does not allow choosing parameters of the lifting mechanism with a minimum mass.

### **Key words:**

overhead crane, hoist, lifting mechanism parameters.

---

Одним из наиболее важных факторов, влияющих на конкурентоспособность кранов, является их масса. Масса металлоконструкции и подвижных частей зависит от массы и характера поднимаемого груза, используемых технических решений, применяемых материалов, режимов работы крана и механизмов, методик расчета и выбора параметров механизмов подъема и передвижения грузовой тележки и крана. Производители кранов на постсоветском

пространстве в настоящее время существенно ограничены в выборе материалов для производства металлоконструкций, т. к. высокопрочные конструкционные стали западного производства либо недоступны для использования, либо поставляются по высоким ценам, что приводит к значительному увеличению стоимости и потере конкурентоспособности.

Электродвигатели и редукторы, традиционно используемые на постсо-

ветском пространстве, имеют высокую массу и стоимость по сравнению с аналогичными изделиями, выпускаемыми в европейских странах. Сочетание перечисленных факторов значительно увеличивает стоимость самого крана и стоимости его эксплуатации.

Расчет и выбор механизмов крана рекомендуется осуществлять с применением методик [1–3], предлагающих использовать усредненные параметры.

Величина статической мощности, требуемой для подъема груза, определяется как [1]

$$N = \frac{G_{\text{гр}} v_{\text{п}}}{\eta_0},$$

где  $G_{\text{гр}}$  – вес груза и грузоподъемных приспособлений;  $v_{\text{п}}$  – скорость подъема груза;  $\eta_0$  – КПД механизма подъема.

Вес груза и скорость подъема груза определяются заказчиком в техническом задании, а КПД – характеристиками используемых механизмов.

Выполнение изложенных в техническом задании требований обеспечивается соотношением диаметра барабана, кратности полиспаста, мощности двигателя и передаточного числа редуктора.

При выборе двигателя необходимо учитывать динамическую составляющую, возникающую при пуске. Здесь значительное влияние оказывают массы подвижных частей выбранных механизмов. Значения момента инерции предлагается определять [2] как

$$J_{\text{п}} = (1, 1 \dots 1, 2) J_{\text{б}} + m_{\text{гр}} \frac{r_{\text{б}}^2}{(m \cdot i_{\text{р}})^2 \eta_0},$$

где  $J_{\text{б}}$  – момент инерции барабана;  $m_{\text{гр}}$  – масса груза;  $r_{\text{б}}$  – радиус барабана;  $m$  – кратность полиспаста;  $i_{\text{р}}$  – передаточное число редуктора.

Значение ускорения при пуске [2]

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{дин}}}{J_{\text{п}}},$$

где  $M_{\text{дин}}$  – динамический момент двигателя.

Почти все крановые двигатели имеют значение пускового момента, превышающее значение статического момента как минимум в 1,8 раза. Учитывая группу эксплуатации механизма подъема, типовые графики загрузки механизмов подъема и период включения (ПВ), рекомендуется снижать значение статической мощности с последующей проверкой двигателя на нагрев.

На основании вышеизложенного можно сделать предположение о том, что проведение оптимизационных работ позволит снизить статический и пусковой моменты и массу механизма подъема крана, что даст возможность уменьшить стоимость и повысить конкурентоспособность кранов.

Проведем анализ вариантов механизма подъема, в качестве исходных данных примем массу поднимаемого груза – 12,5 т, скорость подъема – 8 м/мин, что равно 0,133 м/с, группу режима работы механизма подъема – Мб. Предварительная мощность для чистого подъема при значении предварительного КПД механизма, равного 0,9, составляет 18 кВт. Для барабанов с однослойной двухсторонней навивкой на кранах такой грузоподъемности применяют полиспасты с кратностью от 4 до 8. Диаметр барабана определяется в соответствии с требованиями [4] и зависит от диаметра каната, который, в свою очередь, зависит от усилия, возникающего в канате.

Для данного груза усилие, параметры каната и барабана, определенные по методике [1–3], представлены в табл. 1.

Коэффициент использования каната равен 5,6 [4]. Канат выбран по ГОСТ 26880–80 с маркировочной группой 1770 [5]. Коэффициент выбора диаметров барабана – 20 [4]. Барабаны приняты с толщиной стенки 30 мм.

Табл. 1. Предварительные значения параметров механизма подъема

Наименование параметра	Значение параметра				
	2	3	4	5	6
Кратность полиспаста	2	3	4	5	6
Расчетное разрывное усилие каната, кН	187	125	93	75	62
Диаметр каната, мм	19,5	16,5	14	12	9,6
Удельная масса каната, кг/м	1,4	1	0,7	0,5	0,3
Диаметр барабана (принятый), мм	390	330	280	240	192
Принятая длина барабана, мм	913	1240	1595	1976	2420
Расчетная масса барабана, кг	96	85	80	76	74
Момент инерции барабана, кг·м <sup>2</sup>	2,6	1,6	1,1	0,8	0,5
Масса крюковой подвески [6], кг	Не выбрана	205	205	205	205

Требуемый пусковой момент на барабане определяется по формуле, которая учитывает сумму статического момента и момента, необходимого для преодоления сил инерции:

$$M_{\text{б}} = n_{\text{в}} F_{\text{к}} \frac{D_{\text{б}}}{2\eta_{\text{п}}} + 1,2 J_{\text{б}} a_{\text{в}} r_{\text{б}}^2 + \frac{G_{\text{грп}}}{g} r_{\text{б}}^2 \eta_{\text{п}} \eta_{\text{мп}} a_{\text{д}},$$

где  $n_{\text{в}}$  – число ветвей, наматываемых на барабан;  $F_{\text{к}}$  – расчетное усилие натяжения каната;  $D_{\text{б}}$  – диаметр барабана;  $\eta_{\text{п}}$  – КПД полиспаста,  $\eta_{\text{п}} = 0,96$ ;  $J_{\text{б}}$  – момент инерции барабана;  $G_{\text{грп}}$  – вес груза с подвеской и канатом;  $\eta_{\text{мп}}$  – предварительное значение КПД механизма,  $\eta_{\text{мп}} = 0,92$ ;  $a_{\text{д}}$  – допускаемое ускорение,  $a_{\text{д}} = 0,8$ .

Требуемая частота вращения ба-

рабана рассчитывается по формуле

$$n_{\text{б}} = \frac{v_{\text{гр}} m_{\text{п}}}{3,14 D_{\text{б}}},$$

где  $v_{\text{гр}}$  – требуемая скорость подъема;  $m_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Зная значения расчетного момента и частоты вращения, определим требуемую мощность для подъема максимального груза.

Учитывая возможность работы крановых двигателей с перегрузкой, а также типовые графики загрузки механизмов подъема для заданного режима нагружения [7], выберем несколько сочетаний двигателей с крановым редуктором. Проанализируем параметры некоторых сочетаний, результаты занесем в табл. 2.

Табл. 2. Требуемые силовые параметры барабана

Наименование параметров	Значение параметров			
	3	4	5	6
Кратность полиспаста	3	4	5	6
Требуемая частота вращения барабана, мин <sup>-1</sup>	22	34	50	75
Момент на барабане при подъеме груза, кН·м	7,6	4,9	3,3	2,2
Мощность на барабане при подъеме груза, кВт	18,4	18,4	18,4	18,4
Суммарный момент на барабане при пуске, кН·м	7,9	5	3,5	2,3

Как видно из табл. 2, мощность, требуемая для работы механизма подъема, в режиме подъема максимального груза почти не зависит от диаметра барабана и диаметра каната. Моменты на барабане при пуске и подъеме груза отличаются в зависимости от диаметров барабана более чем в 3 раза. Таким образом, необходимо проведение анализа механизма в сочетании с двигателем и редуктором.

Анализируя варианты использования крановых двигателей с фазным и короткозамкнутым ротором [8], а также асинхронных двигателей ОАО «Могилевский завод «Электродвигатель», для дальнейшего расчета будем использовать двигатели МТКФ 3116-1, МТКФ 3128-2, МТКФ 3126-3, МТКН 200LAB-4, AIR 160S4-5, AIR 160m6-6, AIR 132M4-7, AIR 8. Параметры двигателей занесем в табл. 3.

Табл. 3. Параметры двигателей, используемых в расчете

Марка двигателя	Номер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Момент, Н·м	Отношение пускового и номинального моментов	Масса, кг
МТКФ 3116-1	1	11	700	150	3,2	185
МТКФ 3128-2	2	11	945	111	2,2	175
МТКФ 3126-3	3	11	970	108	2,5	108
МТКН 200LAB-4	4	11	1450	72,4	2,4	66,3
AIR 160S4-5	5	15	715	200	2,8	300
AIR 160m6-6	6	15	962	149	3,7	185
AIR 132M4-7	7	15	970	148	2,7	129
AIR 8	8	15	1450	98,8	2,2	111

Учитывая, что параметры редуктора зависят от требуемой частоты вращения барабана и частоты вращения двигателя, а также от требуемого момента на барабане и момента, развиваемого двигателем, определим передаточные числа по моменту:

$$i_M = \frac{M_B}{M_D},$$

где  $M_D$  – момент, развиваемый двигателем.

При этом передаточные числа по частоте вращения

$$i_n = \frac{n_B}{n_D},$$

где  $n_D$  – частота вращения двигателя.

Полученные передаточные числа

являются основанием для выбора редукторов. Кроме этого, необходимо учитывать крутящий момент на выходном валу редуктора. Расчетные передаточные числа по моменту и частоте вращения занесем в табл. 4 и 5.

Выбор редукторов проведем с использованием каталога редукторов [9]. Для обеспечения одинаковых подходов принимаем редукторы серии РМ. Для каждой кратности полиспаста проанализируем возможность использования двигателей МТКФ 312-6 и МТКФ 411-8 как наиболее предпочтительных.

Результаты анализа занесем в табл. 6.

Варианты для кратностей полиспаста 4 и 5 с двигателем МТКФ 411-8 являются наиболее приемлемыми с точки зрения массы комплектующих и передаваемого момента.

Табл. 4. Значения требуемых передаточных чисел по моменту

Кратность полиспада	Номер двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
6	51,227	69,225	71,148	106,133	38,42	51,571	51,919	77,773
8	32,599	44,053	45,276	67,539	24,449	32,818	33,039	49,492
10	22,354	30,207	31,047	46,313	16,765	22,504	22,656	33,938
12	14,902	20,138	20,698	30,875	11,177	15,002	15,104	22,625

Табл. 5. Значения требуемых передаточных чисел по частоте вращения

Кратность полиспада	Номер двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
6	31,813	42,948	44,084	65,899	32,495	43,72	44,084	65,899
8	20,245	27,33	28,053	41,936	20,679	27,822	28,053	41,936
10	13,882	18,741	19,237	28,756	14,18	19,078	19,237	28,756
12	9,255	12,494	12,824	19,171	9,453	12,719	12,824	19,171

На основании результатов табл. 6 определим эффективность снижения массы комплектующих механизма подъема. Для этого рассчитаем мощность, которая затрачивается на передвижение комплектующих:

$$N_k = W_k V_t,$$

где  $V_t$  – скорость перемещения тележки (указывается в техническом задании), для проведения расчетов примем  $V_t = 0,63$  м/с;  $W_k$  – сила сопротивления перемещению от массы комплектующих,  $W_k = m_k g O_{то}$ ;  $O_{то}$  – коэффициент сопротивления перемещению, для проведения расчетов на основании [2] примем  $O_{то} = 0,011$ .

Для определения мощности, затрачиваемой на перемещение механизма подъема от массы комплектующих тележки, на основании [2] найдем суммарное время цикла  $T_c = 584$  с. Время подъезда тележки  $T_{pf} = 79$  с. Число циклов в час рассчитаем следующим образом:

$$n_c = \frac{3600}{T_c} = \frac{3600}{584} = 6,1.$$

Процент работы механизма перемещения крановой тележки в цикле определим как

$$T_{ct} = \left(1 - \frac{T_c - T_{pf}}{T_c}\right) 100 = \\ = \left(1 - \frac{584 - 79}{584}\right) 100 = 13,5 \%$$

Общее время работы механизма перемещения крановой тележки за весь период работы крана

$$T_{кт} = \frac{T_i T_{ct}}{100},$$

где  $T_i$  – общая продолжительность работы крана за срок службы (определяется группой классификации механизма крана [4]), для дальнейших расчетов примем  $T_i = 25\,000$  ч.

$$T_{кр} = \frac{25000 \cdot 13,5}{100} = 3381.$$

перемещение комплектующих механизма подъема за весь срок службы крана, результаты занесем в табл. 7.

Рассчитаем затраты мощности на

Табл. 6. Параметры механизма подъема

Наименование	Значение параметра							
	3		4		5		6	
Кратность полиспаста	3		4		5		6	
Требуемый момент на барабане, кН·м	7,6		4,9		3,3		2,2	
Требуемая частота вращения барабана, мин <sup>-1</sup>	22		34		50		75	
Двигатель	МТКФ 312-6	МТКФ 411-8	МТКФ 312-6	МТКФ 411-8	МТКФ 312-6	МТКФ 411-8	МТКФ 312-6	МТКФ 411-8
Мощность, кВт	15	15	15	15	15	15	15	15
Развиваемый момент, Н·м	149	200	111	150	111	150	111	150
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	960	715	960	715	960	715	960	715
Коэффициент пускового момента	3,7	2,8	3,7	2,8	3,7	2,8	3,7	2,8
Масса, кг	185	320	185	320	185	320	185	320
Требуемое передаточное число:								
по моменту	45	34	31	23	21	16	18	13
по частоте вращения	39	29	27	20	18	14	15	15
Отклонение передаточных чисел, %	13	15	13	13	14	13	16	13
Разница передаточных чисел	6	5	4	3	3	2	3	2
Марка редуктора	PM-650	PM-650	PM-500	PM-500	PM-500	PM-500	PM-500	PM-500
Передаточное число редуктора	40	31,5	31,5	22,4	20	16	16	16
Масса редуктора, кг	878	878	390	390	390	390	390	390
Крутящий момент на выходном валу редуктора, кН·м	10	9,8	4,6	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3
Отклонение статического момента, %	-20	-14	-6	-11	-13	-6	-18	12
Отклонение пускового момента, %	54	42	37	25	16	11	-3	11
Отклонение скорости подъема груза, %	-1,5	-7	-14	-9	-7	-15	-3	-38
Общая масса выбранных элементов, кг	1783	632	1336	618	1316	618	1316	1783

Анализ табл. 7 показывает, что минимизация массы комплектующих механизма подъема позволит уменьшить затраты мощности за весь срок эксплуатации крана до 3 МВт.

С целью анализа влияния снижения мощности двигателя на массу комплектующих проведем расчет с двигателями мощностью 11 кВт, т. к. незначительный разброс отклонений ста-

тического и пускового момента (см. табл. 2) дает возможность рассмотреть вероятность применения этого варианта.

Проведем анализ такой возможности, используя в расчете двигателя МТКФ 311-6 и МТКФ 312-8. Полученные результаты занесем в табл. 8.

Табл. 7. Затраты мощности на перемещение комплектующих механизма подъема

Наименование	Значение параметра							
	1783	632	1336	618	1316	618	1316	1783
Общая масса выбранных элементов, кг								
Сила сопротивления перемещению, кН	1924,04	681,99	1441,68	666,88	1420,10	666,88	1420,10	1924,04
Мощность, затрачиваемая на перемещение, кВт	1,21	0,43	0,91	0,42	0,89	0,42	0,89	1,21
Мощность перемещения за срок службы, кВт	4098,25	1452,66	3070,82	1420,48	3024,85	1420,48	3024,85	4098,25

Табл. 8. Параметры механизма подъема с двигателем мощностью 11 кВт

Наименование	Значение параметра	
	МТКФ 311-6	МТКФ 312-8
Кратность полиспаста	4	4
Двигатель	МТКФ 311-6	МТКФ 312-8
Мощность, кВт	11	11
Развиваемый момент, Н·м	116	150
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	900	700
Коэффициент пускового момента	3,3	3,5
Масса, кг	200	220
Требуемое передаточное число:		
по моменту	40	32
по частоте вращения	25	20
Отклонение передаточных чисел, %	37	37
Разница передаточных чисел	15	12
Марка редуктора	Ц2-400	Ц2-400
Передаточное число редуктора	25	20
Масса редуктора, кг	385	385
Крутящий момент на выходном валу редуктора, кН·м	5,3	6,2
Отклонение статического момента, %	-71	-66
Отклонение пускового момента, %	3	11
Отклонение скорости подъема груза, %	-2,7	9
Длина каната, м	96	96
Масса каната, м	57	57
Общая масса выбранных элементов, кг	847	867

В связи с тем, что статическая мощность двигателя меньше, чем мощность, необходимая для подъема груза, следует выполнять расчет на нагрев (методика расчета изложена в [1–3]). Такой расчет выполнен для всех вариантов, на его основании установлено, что для заданного режима работы механизма подъема все электродвигатели проходят по критериям нагрева. Сравнение результатов, представленных в табл. 6 и 8, позволяет сделать вывод о том, что уменьшение мощности приводного электродвигателя не дает возможности уменьшить массу комплектующих.

### *Заключение*

Применяемые в настоящее время методики не позволяют осуществить выбор элементов механизма подъема и обеспечить оптимальное соотношение массы, передаваемого крутящего момента, цены комплектующих и мощности, затрачиваемой на перемещение механизмов.

Снижение массы комплектующих

приведет к экономии электроэнергии, затрачиваемой на привод механизма передвижения тележки до 1,5 МВт за срок службы крана грузоподъемностью 12,5 т.

Большой шаг в диапазоне передаточных чисел редукторов не позволяет точно подобрать передаточные числа редуктора и мощность двигателя при минимальном диаметре барабана.

Выбор оптимальной кратности полиспада дает возможность найти значение диаметра барабана, при котором масса каната и барабана будут минимальными.

Значения диаметра каната, диаметра и массы барабана, мощности двигателя, передаточного числа редуктора являются зависимыми друг от друга, поэтому невозможно провести оптимизацию этих параметров с применением теории факторного эксперимента.

Для достижения высоких показателей экономичности необходимо адаптировать методику выбора барабана, редуктора и двигателя с целью обеспечения минимизации массы.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 2 : Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.
4. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов : Постановление М-ва по ЧС Респ. Беларусь, 28 июня 2012 г., № 37 // ЭТАЛОН. Законодательство Республики Беларусь // Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2015.
5. ГОСТ 2688–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р. Сортамент. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 14 с.
6. ОСТ 24.191.08–81. Подвески крюковые крановые. Конструкция и размеры. – М. : М-во тяжелого и транспортного машиностроения, 1981. – 27 с.
7. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 1 : Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.
8. Энергоснабкомплект промышленное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.esbk.ru/products\\_info/ed/102\\_ed\\_kr\\_kranmet/102\\_ed\\_kr\\_kranmet.html](http://www.esbk.ru/products_info/ed/102_ed_kr_kranmet/102_ed_kr_kranmet.html). – Дата доступа: 08.12.2016.
9. Группа предприятий Редуктор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.reduktor.ru>. – Дата доступа 29.12.2016.

*Статья сдана в редакцию 30 марта 2017 года*

**Игорь Вадимович Лесковец**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-298-46-39-98.

**Александр Дмитриевич Бужинский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Олег Викторович Леоненко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Igor Vadimovich Leskovets**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
Phone: +375-298-46-39-98.

**Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

**Oleg Viktorovich Leonenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 55.09.43

*Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко*

## **ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ПОРОШКОВ НА ОСНОВЕ МЕТАЛЛОВ ДЛЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ**

---

UDC 55.09.43

*F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, A. S. Fedosenko*

## **REGULARITIES IN FORMATION OF MECHANICALLY ALLOYED POWDERS BASED ON METALS FOR GAS-THERMAL COATINGS**

### **Аннотация**

Показаны перспективность реакционного механического легирования и эффективность применения энергонапряженных мельниц вибрационного типа для производства композиционных дисперсно-упрочненных порошков на основе железа и никеля для газотермических покрытий. Установлено влияние состава исходной шихты и условий обработки в механореакторе на их формирование и определены оптимальные параметры реализации процесса.

### **Ключевые слова:**

реакционное механическое легирование, композиционные порошки, закономерности формирования, гранулометрический состав, структура, свойства, оптимизация.

### **Abstract**

The paper shows the prospects of reactive mechanical alloying and the effectiveness of using energy-intensive vibration mills for the production of composite dispersion-strengthened iron- and nickel-based powders for gas-thermal coatings. The influence of composition of the initial charge on their formation, as well as the impact of conditions of processing in the mechanoreactor, was determined and the optimal parameters for the process were found.

### **Key words:**

reactive mechanical alloying, composite powders, patterns of formation, granulometric composition, structure, properties, optimization.

---

### **Введение**

Газотермическое напыление покрытий является эффективным способом повышения стойкости и восстановления быстроизнашивающихся деталей, работающих в сложных атмосферных и температурно-силовых условиях, нашедшем применение в различных отраслях производства, включая химическую, горнодобывающую промышленность, нефтепереработку, энергетику, машино-, ракетно- и авиастроение, сель-

ское хозяйство. В Республике Беларусь такой способ широко используется на таких крупных промышленных предприятиях, как ОАО «Белорусский металлургический завод», ОАО «Могилевхимволокно», ОАО «Гродно Азот», ОАО «Мозырский НПЗ», ОАО «Беларуськалий» и др. При этом наибольшее применение получили порошки на основе железа и никеля. Основным фактором, существенно ограничивающим и удорожающим использование этого

способа упрочнения, является отсутствие дешевой и эффективной технологии производства напыляемых материалов требуемого состава и свойств. В Республике Беларусь промышленный выпуск порошков почти не освоен и для получения газотермических покрытий, как правило, используются импортные материалы.

В связи с этим разработка универсальной конкурентоспособной технологии производства материалов для газотермических способов нанесения покрытий, обладающих требуемым комплексом физико-механических и эксплуатационных свойств, является важной и актуальной задачей. Анализ результатов многолетних исследований, выполненных в Белорусско-Российском университете, направленных на создание композиционных материалов различного функционального назначения [1–3], позволяет сделать вывод о возможности использования для ее решения способа, основанного на реакционном механическом легировании (РМЛ).

Далее приведены результаты исследования, целью которого является установление влияния химического состава исходной шихты и условий реакционного механического легирования на формирование композиционных порошков для газотермических износостойких покрытий и определение оптимальных условий реализации процесса их получения.

### **Методика проведения эксперимента**

Для получения износостойких покрытий, работающих в жестких температурно-силовых условиях, наиболее перспективными являются композиционные комплексно-упрочненные порошки на основе железа и никеля. Исходными компонентами для их получения служили стандартные порошки железа – ПЖ2М2 (ГОСТ 9849–74), никеля – ПНК-ОНТ2 (ГОСТ 9722–79), железохромистого сплава – ПХ30-1 (ГОСТ 13084–88),

алюминия – ПА-4 (ГОСТ 6058–73), технического углерода – ПМ-100 (ГОСТ 7885–77); порошки марки «Ч» оксидов железа – Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, никеля – Ni<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, молибдена – MoO<sub>3</sub>; отходы белого чугуна (C = 3,2 %). При проведении исследований учитывалось содержание кислорода и углерода в порошках железа, никеля и железохромистого сплава ПХ30-1, отходах белого чугуна (C = 3,2 %), которое в каждом составляло примерно 0,25 и 0,20 % соответственно. Наличие других примесей во внимание не принималось.

Реакционное механическое легирование проводилось в механореакторе на основе вибромельницы гирационного типа [4]. Базовыми режимами механосинтеза являлись: ускорение рабочих тел – 135 м·с<sup>-2</sup>, соотношение объемов шаров и шихты – 12, заполнение рабочей камеры шарами – 75 %, время обработки – 8 ч. Исследования элементного состава и структуры выполнены на сканирующем электронном микроскопе «Tescan VEGA II SBH» с системой энергодисперсионного микроанализа «INCA ENERGY 350/XT». Ситовой анализ фракционного состава материалов осуществлялся на установке для сухого просеивания «NTS-1» (ГДР) с использованием набора сит со следующими размерами ячеек: 0,040, 0,063, 0,071, 0,100, 0,200, 0,250, 0,315, 0,400, 0,500, 0,630, 0,800, 1,000, 1,250, 1,600, 2,500, 3,150, 4,000 мм. Результаты исследования представлены дифференциальными кривыми распределения фракций в виде функции F(d), определяемой из выражения  $F(d) = \Delta m/m \cdot \Delta d$ , где m – общая масса анализируемого порошка;  $\Delta m$  – масса порошка на сите;  $\Delta d$  – разность размера ячеек сит, следующих друг за другом.

### **Результаты исследования и их обсуждение**

*На первом этапе работы исследовано влияние основных технологических факторов обработки шихты в механо-*

реакторе, включающих ускорение рабочих тел (шаров), степень заполнения помольной камеры рабочими телами, отношение объемов рабочих тел и шихты, продолжительность процесса, на средний размер и твердость частиц композиционных порошков. Эти параметры синтезируемых материалов являются комплексными характеристиками, в значительной мере отражающими сложные взаимосвязанные процессы, протекающие в обрабатываемой шихте [1–3]. Оптимизация технологии получения механически легированных металлизированных порошков осуществлялась методом однофакторного эксперимента. Далее для наиболее типичных систем на основе железа Fe–13 % Cr–0,4 % C, Fe–30 % Al, Ni–10 % Al, являющихся базой для создания широкого круга композиционных порошков для газотермических покрытий, приведены зависимости параметров оптимизации

от технологических факторов обработки шихты в механореакторе. С учетом данных, представленных в [1–3], значения факторов варьировались в следующих пределах: ускорение рабочих тел  $a_n = 120...160 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ ; степень заполнения помольной камеры рабочими телами  $\varepsilon = 50...90 \%$ ; отношение объемов рабочих тел (шаров) и шихты  $k = 6...14$ ; время обработки  $\tau = 4...12 \text{ ч}$ .

Анализ полученных результатов, представленных на рис. 1 и 2, показывает, что состав композиций не оказывает влияния на качественный характер изменения исследуемых параметров от технологических факторов. Зависимости твердости и среднего размера механически легированных композиционных порошков от технологических факторов во всех случаях носят противоположный характер.

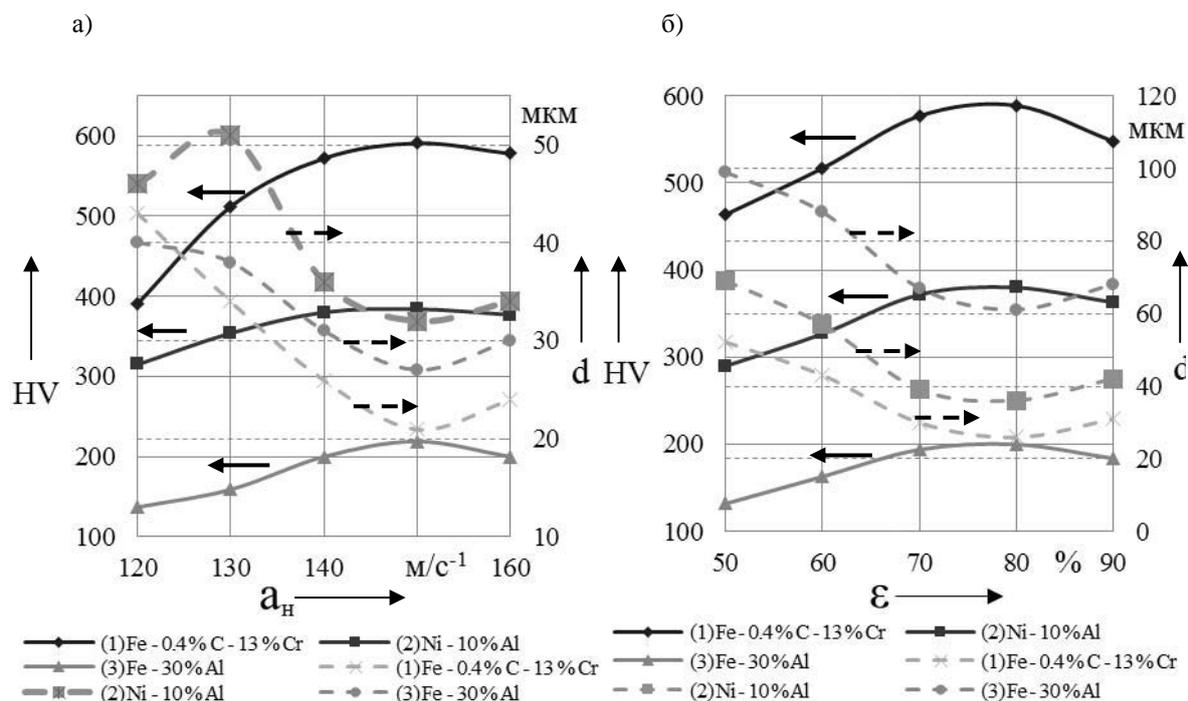


Рис. 1. Влияние ускорения рабочих тел в помольной камере (а) и степени заполнения камеры рабочими телами (б) на твердость HV и средний размер частиц  $d$  механически легированных порошковых материалов

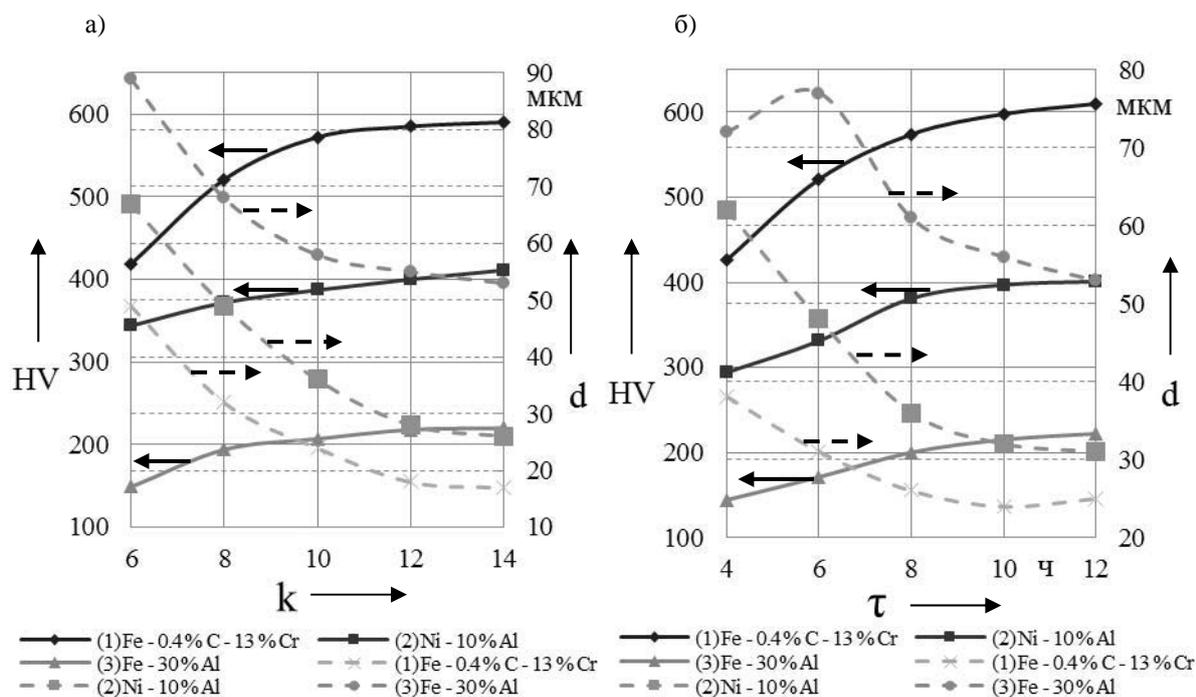


Рис. 2. Влияние отношения объемов рабочих тел и шихты (а) и времени обработки композиции в механореакторе (б) на твердость HV и средний размер частиц  $d$  механически легированных порошков

Изменение факторов, позволяющее повысить до определенного предела энергонапряженность режима обработки, увеличивает степень взаимодействия между компонентами системы, что приводит к упрочнению материала, сопровождающемуся повышением его твердости и склонности к охрупчиванию, интенсифицирующему процессы измельчения. Это вызывает уменьшение среднего размера частиц порошка механически легированной композиции [3].

Известно, что основными факторами, определяющими энергонапряженность процесса обработки шихты в механореакторе, являются ускорение рабочих тел и степень заполнения помольной камеры рабочими телами [2]. Зависимости твердости механически легированных порошков от этих факторов описываются кривыми с максимумом. Повышение их до значений, увеличивающих энергонапряженность процесса до 0,15...0,20 Дж/г, приводит к линейному возрастанию твердости, обусловленному более полным протеканием механохимических превращений, включающих

как структурные, так и фазовые. Максимальная величина этих характеристик мало зависит от состава композиции и находится в интервале  $a_n = 140...150 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ ,  $\epsilon = 70...80 \%$ . Дальнейшее увеличение  $a_n$  вызывает аномальное повышение среднего значения нормальной составляющей ударного нагружения примерно в 1,5 раза и снижение его частоты примерно в 2...3 раза, что приводит к нарушению процесса механического легирования.

Снижение скорости механохимических превращений, негативно влияющее на твердость при заполнении помольной камеры рабочими телами более 85 %, обусловлено самоторможением загрузки и малым расстоянием свободного пробега перед столкновением элементов загрузки (шаров) между собой или стенками помольной камеры. Это приводит к резкому снижению величины ударного воздействия на обрабатываемую шихту.

Зависимость твердости от отношения объема рабочих тел к объему шихты и продолжительности обработки

в механореакторе (см. рис. 2) близка к параболической, что объясняется постепенным увеличением степени взаимодействия между компонентами систем, обусловленным повышением количества энергии, расходуемой на единицу обрабатываемого материала.

Из полученных данных следует, что оптимальные значения технологических параметров механического легирования, обеспечивающих достаточно высокую твердость композиционных порошков исследованных композиций, примерно одинаковы и составляют: ускорение рабочих тел –  $135...145 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ ; отношение объемов рабочих тел и шихты –  $10...12$ ; степень заполнения полевой камеры рабочими телами –  $75...80 \%$ ; время обработки в механореакторе –  $8...10 \text{ ч}$ .

*Закономерности формирования порошковых композиций в процессе обработки шихты в механореакторе.* При механическом легировании протекают многократно повторяющиеся процессы холодной пластической деформации компонентов исходной шихты, упрочнения деформированных частиц, их разрушения и объединения осколков в гранулы. Процесс формирования порошковой композиции можно условно разделить на несколько этапов [1, 2].

На первой стадии обработки происходит пластическая деформация частиц исходной композиции, которая обусловлена ударным воздействием, оказываемым рабочими телами. В результате прикладываемого усилия частицы деформируются и приобретают форму тонких пластин, переходя в наклепанное состояние, и начинают разрушаться. Продуктом этого процесса является порошок, имеющий в большинстве случаев пластинчатую форму с максимальным размером менее  $20 \text{ мкм}$ .

Данная стадия длится, как правило, не более двух часов. Существенное влияние на ее продолжительность оказывают скорость накопления дефектов кристаллического строения материала,

масштабный фактор [5–7], а также интенсивность ударного воздействия рабочих тел на материал. Непрерывно возникающая при разрушении ювенильная поверхность активизирует протекание процессов агломерации и адгезии мелкодисперсных осколков, в результате чего получает развитие вторая стадия формирования порошка, заключающаяся в образовании композиционных частиц. Это создает условия для протекания механически активируемой диффузии и взаимодействия между компонентами на последующих этапах обработки. После механического легирования в течение  $4...6 \text{ ч}$  композиционные частицы представляют собой плотные образования осколочной формы (рис. 3, а) с четко выраженной текстурой (рис. 3, б).

Дальнейшая обработка в течение  $6...10 \text{ ч}$  ведет к формированию частиц, по форме близкой к равноосной (рис. 3, в), а также увеличивает их плотность, однородность по строению и распределению элементов.

Во всех композициях присутствует небольшое количество крупных частиц, размер которых превышает средний в  $2...5$  раз (рис. 4). Это является результатом протекания собирательной грануляции, получающей развитие, как правило, на поздних стадиях обработки и заключающейся в объединении нескольких сформировавшихся композиционных частиц в крупные конгломераты. Их общее содержание не превышает  $2 \%$ .

Важным фактором, определяющим способность обрабатываемой шихты к объединению осколков и формированию порошковой композиции, а также в значительной мере отвечающим за степень превращений, протекающих в композициях в процессе механосинтеза, является склонность материала к грануляции. В зависимости от степени ее развития все композиции условно разделяют на три группы [2]. Первая – материалы, компоненты которых отличают-

ся высокой пластичностью и способностью к грануляции с образованием крупных частиц. Ко второй относятся системы, склонные к измельчению компонентов шихты на начальной стадии и с достаточно активно протекающей грануляцией на последующих этапах механического легирования. Третья группа характеризуется интенсивным измельчением исходного порошка и низкой склонностью осколков к грануляции. Следует отметить, что степень диспергирования «элементов» шихты и склонность осколков к грануляции с образо-

ванием композиционных частиц оптимального размера оказывают существенное влияние на скорость протекания механически активируемых превращений и упрочнение механически легированных материалов. Увеличение этих факторов активирует процесс взаимодействия между компонентами шихты, что повышает эффект упрочнения композиционных порошков. В этом отношении наиболее перспективными являются системы второй группы, к которым относятся исследуемые материалы.

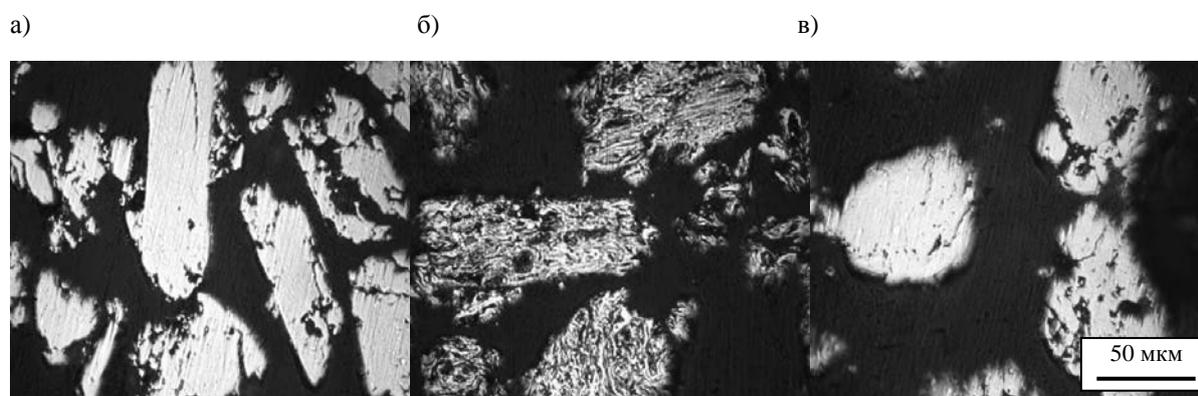


Рис. 3. Форма частиц порошкового материала, полученного механическим легированием шихты состава Fe-13 % Cr-0,4 % C: а – 6 ч, б – 6 ч (после травления); в – 10 ч

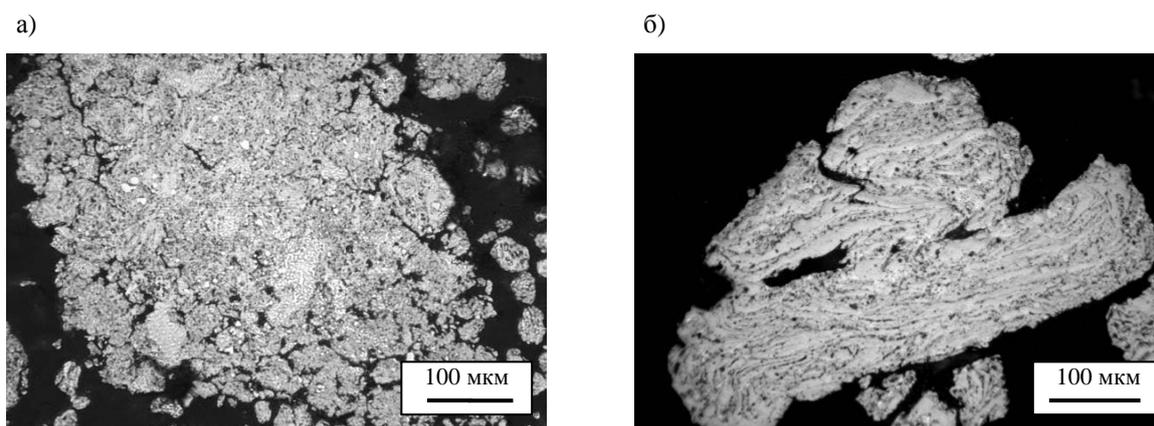


Рис. 4. Структура частиц, сформированных в результате собирательной грануляции при обработке шихты в течение 8 ч: а – Fe-18 % Cr-10 % Ni-0,12 % C; б – Fe-30 % Al

Выполненный с учетом вышеприведенного положения анализ дифференциальных кривых распределения ча-

стиц механически легированных порошков по размеру, приведенных на рис. 5–7, позволяет сделать вывод, что

наибольшего упрочнения следует ожидать в порошках **на основе системы Fe–Cr–C**, средний размер частиц которых находится в пределах 20...30 мкм. Дополнительное введение в эту систему никеля оказывает заметное влияние на механически активируемые превращения в шихте. В этом случае процесс формирования гранулированных композиций **на основе системы Fe–Ni–Cr–C** близок к нижеприведенному для материала Ni–10 % Al.

**Композиции на основе системы Ni–Al** менее склонны к измельчению. При обработке в механореакторе никелевого порошка и шихты Ni–Al на начальной стадии, длящейся не более 2,5 ч (в зависимости от химического состава), исходная форма частиц из близкой к равноосной превращается в чешуйчатую, максимальный размер частиц при этом менее 20 мкм.

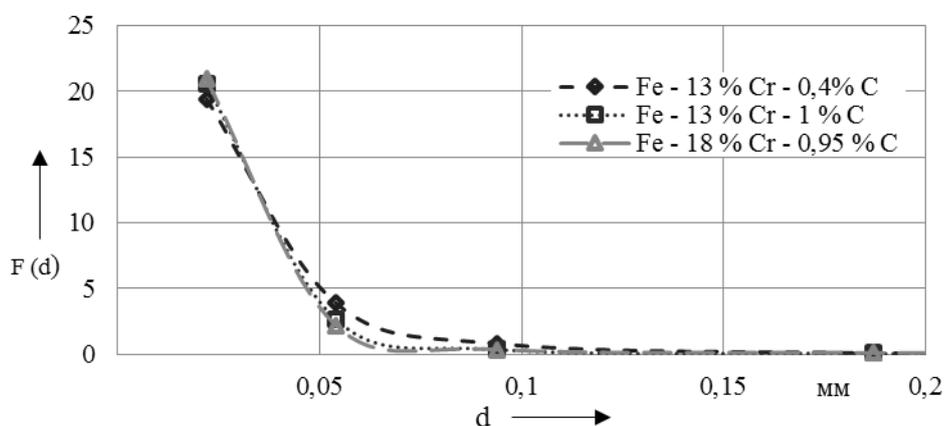


Рис. 5. Гранулометрический состав порошков, полученных механическим легированием шихты на основе системы Fe–Cr–C

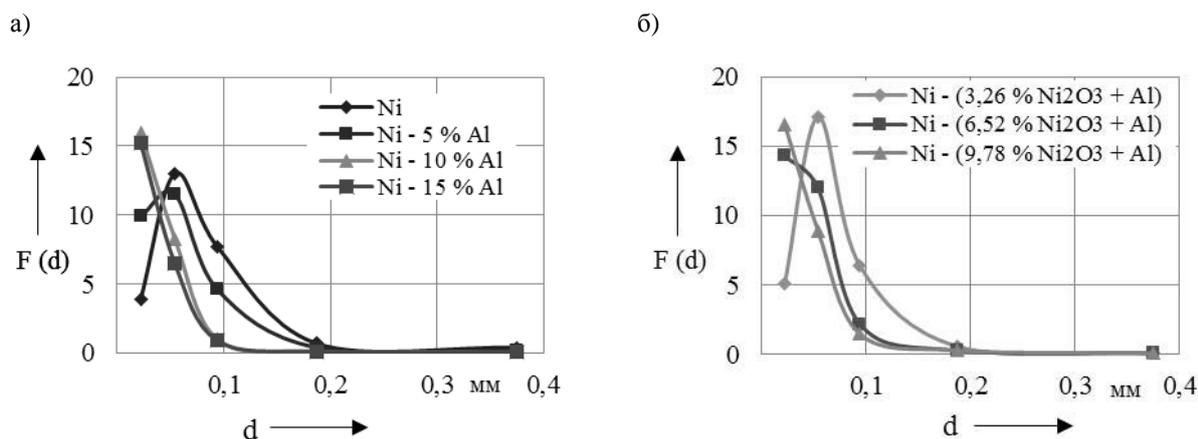


Рис. 6. Гранулометрический состав порошков, полученных механическим легированием шихты на основе системы Ni–Al

В дальнейшем получает развитие грануляция, завершающаяся через 5...6 ч от начала процесса обработки.

Изменение количества алюминия

в композиции в пределах 0...15 % не оказывает существенного влияния на продолжительность стадии измельчения, однако заметно влияет на грануло-

метрический состав конечного продукта, что выражается уменьшением среднего размера гранул с 60 до 20 мкм (см. рис. 6, а). Данная зависимость объясняется увеличением количества дисперсных частиц интерметаллидов и оксидов, образующихся в композиционных частицах в результате механоактивируемого взаимодействия алюминия с основой и примесями, что сопровождается ростом твердости и хрупкости формируемых гранул.

Введение в состав композиций оксидов  $Ni_2O_3$ ,  $Fe_2O_3$ , являющихся поставщиками кислорода, необходимого для образования наноразмерных частиц  $Al_2O_3$ , обеспечивающих дисперсное упрочнение, приводит к сокращению длительности стадии измельчения в 1,3...1,4 раза и получению более тонкой фракции материала. При этом наблюдается тенденция к некоторому снижению среднего размера получаемых частиц (см. рис. 6, б).

Для материалов системы **Fe–30 % Al** по сравнению с вышерассмотренными стадия измельчения проявляется менее выражено, а грануляция протекает более интенсивно. На

начальной стадии обработки происходит образование частиц чешуйчатого типа размером 100...400 мкм. Увеличение времени механосинтеза ведет к частичному разрушению крупных чешуек и началу активного объединения полученных осколков. Максимальный размер частиц наблюдается при обработке материала в интервале 4...5 ч. Дальнейшее увеличение времени механического легирования ведет к постепенному снижению среднего размера гранул и формированию композиции с более узким гранулометрическим составом. Динамическое равновесие между разрушением частиц и грануляцией осколков наступает при обработке материала в течение 8...9 ч. При этом средний размер сформировавшихся композиционных частиц находится в пределах 300...400 мкм. Введение в шихту **Fe–30 % Al оксидов железа и никеля ( $Fe_2O_3$ ,  $Ni_2O_3$ )** не оказывает принципиального влияния на последовательность стадий формирования гранулированной композиции, но приводит к увеличению среднего размера гранул (см. рис. 7, кривая 4).

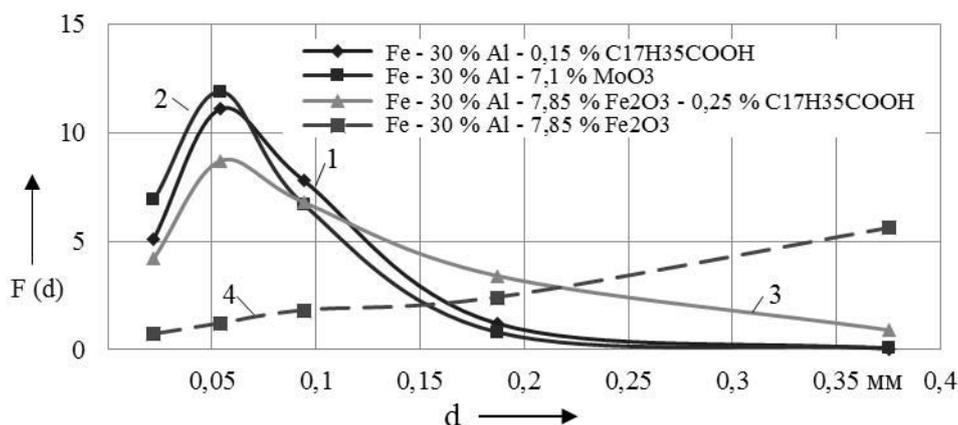


Рис. 7. Гранулометрический состав композиционного порошка, полученного механическим легированием шихты на основе системы Fe–30 % Al (содержание синтезируемой упрочняющей фазы в материалах 2 и 3 – 5 %)

В полученных порошках присутствуют частицы с размером более 1 мм.

Общая масса их составляет 15...20 % от массы шихты. Количество фракции с

размером гранул менее 100 мкм не превышает 10 %. Особенности формирования композиционных частиц в этих системах объясняются повышением их пластичности, обусловленным дополнительным разогревом, который вызван протеканием в микрообъемах механически активируемых экзотермических реакций между легирующим оксидом ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Ni}_2\text{O}$ ) и алюминием.

В то же время, несмотря на близкие значения энергии Гиббса ( $-G$ ) окислительно-восстановительных реакций в системах с  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Ni}_2\text{O}_3$ ,  $\text{MoO}_3$ , превращения в композиции, содержащей последний оксид, принципиально отличаются от предыдущих. Влияние его на процессы, протекающие при обработке шихты в механореакторе, подобно действию поверхностно-активного вещества. Введение в шихту  $\text{MoO}_3$  приводит к образованию на частицах «мономолекулярного» слоя этого оксида, затрудняющего их агломерацию и адгезию, что замедляет процесс грануляции и способствует измельчению порошка. При этом в сравнении с системами с  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Ni}_2\text{O}_3$  средний размер частиц механически легирующей композиции, полученной из шихты, содержащей  $\text{MoO}_3$ , находится в пределах 50...60 мкм (см. рис. 7). Это значение является оптимальным для порошков, применяемых для нанесения плазменных покрытий.

Подобное влияние на процесс грануляции оказывает стеариновая кислота  $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$  и графит. Причем действие первой существенно эффективнее. Влияние данных веществ на фракционный состав порошков оценивалось по изменению содержания частиц размером менее 63 мкм, являющимся оптимальным с технологической точки зрения для получения качественных покрытий. Как показали исследования, для получения порошка с содержанием фракции 0...63 мкм в количестве более 80 %, необходимо  $\approx 0,3$  %  $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ , а для достижения аналогичного результата с использованием графита его

количество должно быть увеличено в 3...4 раза.

Кроме того, установлено, что при использовании для напыления порошков, полученных из шихты, в состав которой вводился графит серебристый, слой отличается повышенной пористостью. Исходя из этого, в качестве вещества, обеспечивающего получение материалов на основе системы **Fe-30 % Al** необходимого гранулометрического состава, в исходную шихту входила стеариновая кислота в количестве, не превышающем 0,3 % от массы обрабатываемой шихты.

Исходя из приведенных выше результатов можно сделать вывод, что формирование при реакционном механическом легировании композиционных порошков обусловлено многократно повторяющимися и одновременно протекающими процессами измельчения частиц, а также агломерации, адгезии и сварки осколков с установлением на определенном этапе между ними динамического равновесия. Дальнейшая обработка не оказывает заметного влияния на средний размер частиц. При этом на всех этапах имеет место механически активируемое взаимодействие между компонентами с образованием новых фаз, вызывающих упрочнение материала. Наибольшее развитие оно получает в сформировавшихся композиционных частицах, размер которых меньше 50...100 мкм. Наличие в композициях в небольшом количестве крупных конгломератов, размер которых превосходит среднее значение в 2...8 раз, связано с процессами собирательной грануляции, получающей развитие преимущественно на поздних стадиях обработки. При этом каждая частица сформированного конгломерата сохраняет собственную текстуру.

Вышеприведенные механизмы формирования композиционных частиц подтверждаются анализом топографии их поверхности (сканирующая электронная микроскопия (СЭМ)) и структурой

(оптическая микроскопия), типичный вид которых представлен на рис. 8.

Микрорентгеноспектральный анализ показал, что полученные порошко-

вые материалы характеризуются гомогенным распределением всех компонентов исходной шихты (рис. 9–11).

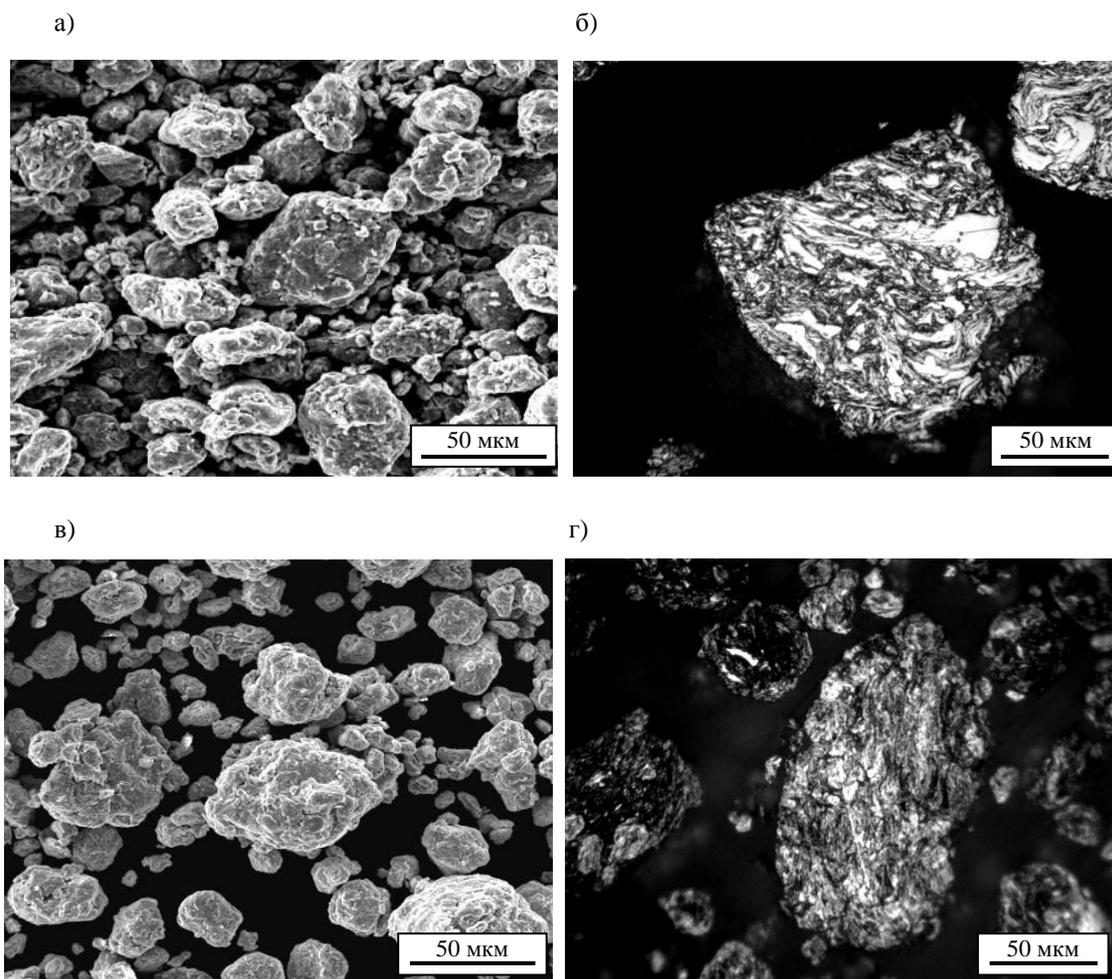


Рис. 8. Форма, размер, топография поверхности и структура частиц механически легированных порошков: а, б – Fe-30 % Al-(14,13 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Al); в, г – Ni-5 % Al (а, в – нетравленные; б, г – после травления)

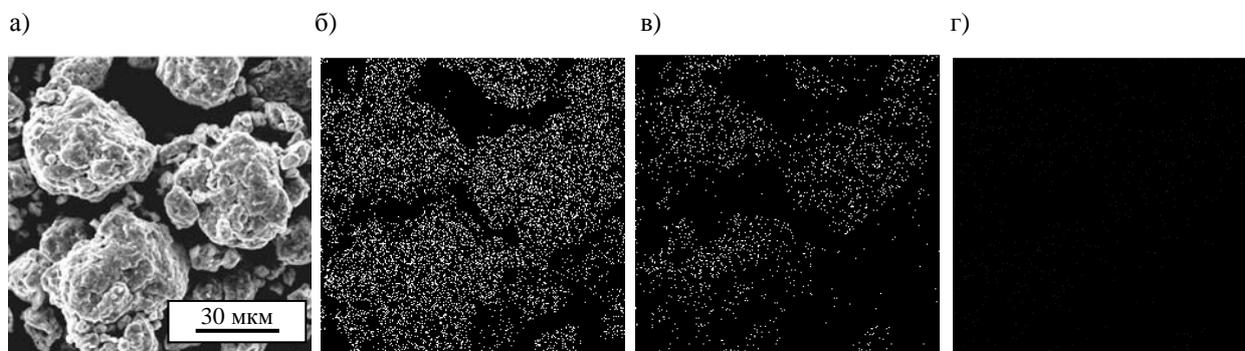


Рис. 9. Топография поверхности частиц порошка Ni-10 % Al-(9,78 % Ni<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Al) (СЭМ) и распределение интенсивности рентгеновского излучения основных элементов в нем: а – топография поверхности частиц; б – Ni; в – Al; г – O

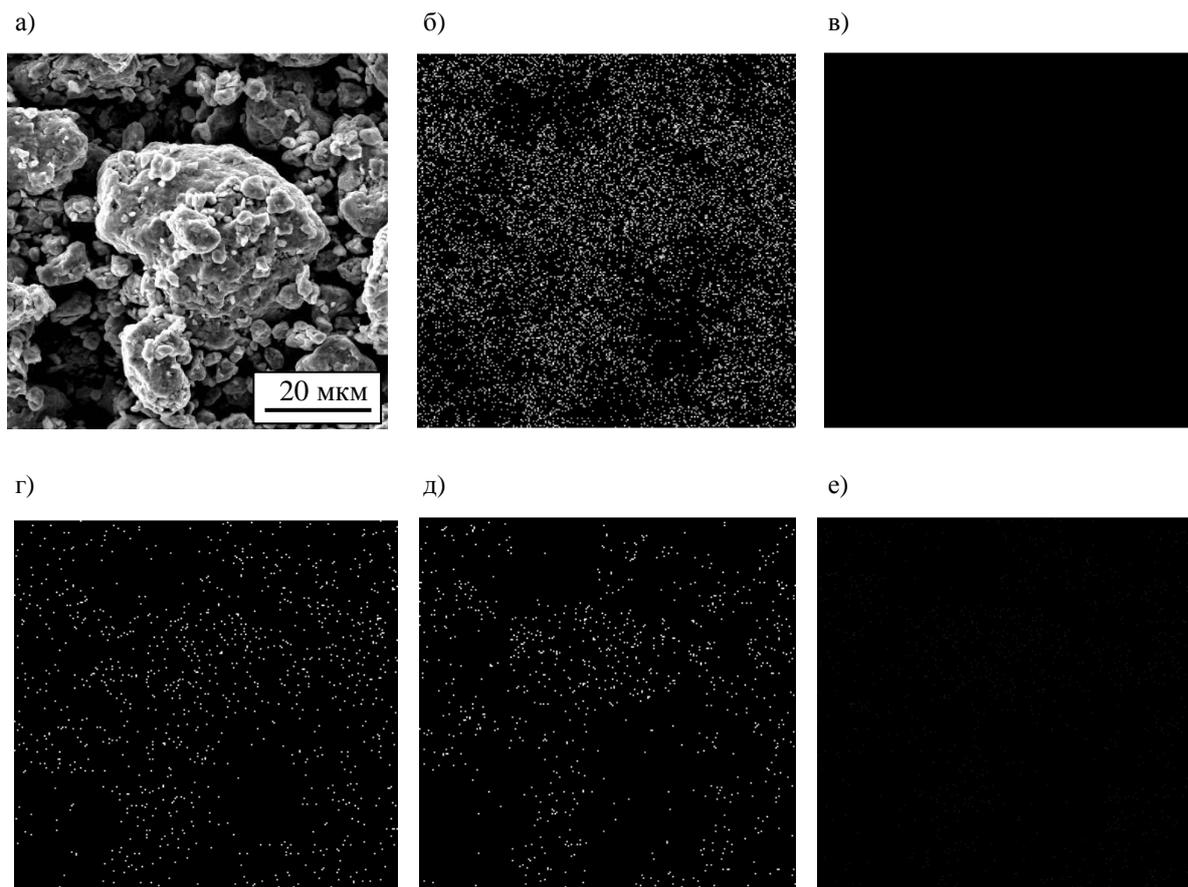


Рис. 10. Топография поверхности частиц порошка Fe – 18 % Cr–10 % Ni–0,12 % C–(9,42 % Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–Al)– (СЭМ) и распределение интенсивности рентгеновского излучения основных элементов в нем: а – топография поверхности частиц; б – Fe; в – Cr ; г – Ni; д – Al; е – O

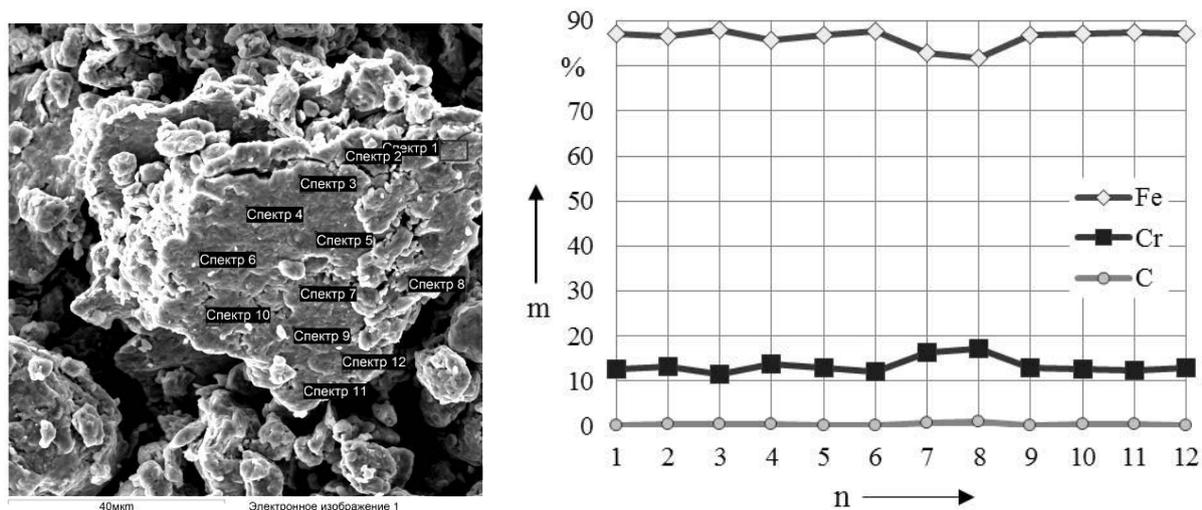


Рис. 11. Распределение железа (основа) и легирующих элементов по точкам сканирования в композиционном порошке состава Fe–13 % Cr–0,4 % C: n – номер спектра

Причем кислород концентрируется прежде всего в местах содержания алюминия, что указывает на формирование оксидов алюминия.

### Выводы

1. Для производства композиционных дисперсно-упрочненных порошков на основе железа и никеля для газотермических покрытий перспективно применение реакционного механического легирования, эффективным механизмом реализации которого в промышленном масштабе является механореактор вибрационного типа.

2. Основными технологическими факторами обработки шихты в механореакторе, определяющими степень взаимодействия между компонентами композиции, структуру и свойства синтезируемых порошков, являются ускорение рабочих тел  $a_n$ , отношение объемов рабочих тел и шихты  $k$ , степень заполнения помольной камеры рабочими телами  $\varepsilon$ , продолжительность обработки  $T$ . Оптимальные условия реализации процесса мало зависят от состава шихты и находятся в интервале:  $a_n = 135...145 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ ,  $k = 10...12$ ;  $\varepsilon = 70...80 \%$ ;  $T = 8...10 \text{ ч}$ .

3. Формирование механически легированных композиционных порош-

ков на основе металлов включает взаимосвязанные и одновременно протекающие процессы с преобладанием на разных этапах одного из них: первичное измельчение исходных частиц шихты, агломерация, адгезия и сварка осколков с образованием композиционных гранул и динамическое равновесие между процессами разрушения и сварки, стабилизирующее средний размер частиц.

4. Эффективным и простым способом регулирования кинетики протекания вышеприведенных процессов является введение в исходную шихту поверхностно-активных веществ –  $\text{MoO}_3$  или  $\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$ .

5. На всех этапах обработки шихты в механореакторе протекают механически активируемые процессы диффузии и взаимодействия между компонентами с образованием новых фаз, приближающие системы к равновесному состоянию, при этом последнее не достигается.

6. Продуктом механического легирования систем на основе металлов являются термодинамически неравновесные термореагирующие гомогенные по химическому составу порошки со средним размером частиц  $30...100 \text{ мкм}$ .

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Г. Ф.** Закономерности формирования фазового состава, структуры и свойств механически легированных материалов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 420 с.
2. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
3. **Ловшенко, Ф. Г.** Композиционные наноструктурные механически легированные порошки для газотермических покрытий : монография / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 216 с.
4. **Ловшенко, Г. Ф.** Высокоэффективный аппарат для реакционного механического легирования металлических систем / Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко, А. И. Хабибуллин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 72–80.
5. **Ребиндер, П. А.** Вибропомол – наиболее эффективный метод измельчения / П. А. Ребиндер // Строительные материалы. – 1956. – № 1. – С. 8–10.
6. **Овчинников, П. Ф.** Виброреология / П. Ф. Овчинников. – Киев : Наукова думка, 1983. – 270 с.

7. **Моргулис, М. Л.** Вибрационное измельчение материалов / М. Л. Моргулис. – М. : Промстройиздат, 1957. – 106 с.

*Статья сдана в редакцию 19 апреля 2017 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., Белорусская государственная академия авиации.

**Алексей Сергеевич Федосенко**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-46-96-34.

**Fedor Grigoryevich Lovshenko**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-25-21-26.

**Grigory Fedorovich Lovshenko**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Aviation Academy.

**Aleksei Sergeevich Fedosenko**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-46-96-34.

УДК 629.113

*А. С. Мельников, А. А. Мельников, О. В. Билык*

## АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ СИСТЕМА ДВУХКОЛЕСНОГО МОТОЦИКЛА, АДАПТИВНАЯ К МЕХАНИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ

UDC 629.113

*A. S. Melnikov, A. A. Melnikov, O. V. Bilyk*

## ANTI-LOCKING SYSTEM OF THE TWO-MOTOR MOTORCYCLE ADAPTIVE TO A MECHANICAL DRIVE

### **Аннотация**

Большая часть дорожно-транспортных происшествий происходит в результате падения двухколесных мотоциклов в заносе из-за блокировки колес при торможении. Алгоритм работы антиблокировочных систем, предусматривающий использование кинематических параметров в качестве источников информации, отличается сложностью, вызванной недостаточной информативностью таких параметров. Создана антиблокировочная система, функционирующая на основе анализа сил и адаптивная к механическому приводу, позволяющая повысить безопасность движения двухколесного мотоцикла. Повышение эффективности разработанной антиблокировочной системы достигается применением алгоритма управления, основанного на анализе силовых факторов, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью.

### **Ключевые слова:**

двухколесный мотоцикл, безопасность движения, повышение эффективности, антиблокировочная система, анализ силовых факторов, адаптивность, механический привод.

### **Abstract**

Most of the traffic accidents occur as a result of the fall of two-wheeled motorcycles in a skid due to wheel locking during braking. The algorithm for the operation of anti-lock systems, which involves the use of kinematic parameters as information sources, is complicated due to the inadequate informativeness of the kinematic parameters. The aim of the study is to improve the safety of the two-wheeled motorcycle by creating an anti-lock system that functions on the basis of force analysis and is adaptive to a mechanical drive. Increase in the effectiveness of the anti-lock system developed is achieved by using the control algorithm based on the analysis of the force factors that arise on the wheel contact with a supporting surface.

### **Key words:**

two-wheeled motorcycle, traffic safety, efficiency increase, anti-lock system, force factor analysis, adaptability, mechanical drive.

### **Введение**

В связи с увеличением скоростей движения мотоциклов обеспечение безопасности движения двухколесных мотоциклов является актуальной социальной и экологической проблемой.

Большинство мотоциклов оснащается дисковыми тормозами с гидравлическим приводом:

– спортбайк Suzuki GSX-R600

(Япония), тормоза 2D/D, сухая масса – до 363 кг, где в числителе указаны количество и тип тормозов, установленных на переднем колесе, в знаменателе – на заднем (здесь и далее обозначено D – дисковый, Б – барабанный);

– кроссовый мотоцикл Husqvarna Husku Boy Racing (Италия), тормоза D/Б, сухая масса – до 205 кг;

– мотоцикл Triumph Bonneville

(Великобритания), тормоза DØ310/DØ255;

– мотоцикл Buell Blast (США), тормоза DØ320/DØ220, сухая масса – 163 кг;

– Honda GL1800 Gold Wind (Япония), тормоза 2DØ296/DØ316, сухая масса – 363 кг;

– мотоцикл Kawasaki ER-5 Twister (Япония), тормоза DØ280/БØ160, сухая масса – 179 кг.

Одновременно с работами по оснащению мотоциклов тормозами ведется активная работа по оснащению их антиблокировочными системами, без которых в современных условиях невозможно обеспечить необходимую безопасность движения. Электронно-гидравлическая АБС устанавливается на мотоциклы K1200LT и R1150RT в качестве базовой комплектации и на модели R1200S и R1150RS, производимые немецкой фирмой BMW Motorrad (мотоциклы БМВ), в качестве дополнительного оборудования.

Стоимость используемых электронно-гидравлических антиблокировочных систем составляет, как правило, значительную часть от стоимости всего мотоцикла при том, что стоимость самого мотоцикла, оснащенного антиблокировочной системой, сопоставима со стоимостью легкового автомобиля.

Это означает, что высокая стоимость электронно-гидравлических антиблокировочных систем сдерживает их широкое применение и делает их доступными только для дорогостоящих моделей мотоциклов.

На сегодняшний день необходимо повышение эффективности работы антиблокировочной системы путем использования более информативных источников о параметрах движения мотобильной машины.

Следует отметить, что антиблокировочные системы, адаптивные к дисковым тормозам с механическим приводом, отсутствуют, а существующие антиблокировочные системы являются электронно-гидравлическими и их ис-

пользование совместно с дисковыми тормозами с механическим приводом не представляется возможным [1–12].

Таким образом, становится очевидной необходимость в высокоэффективной антиблокировочной системе, которая способна работать совместно с дисковыми тормозами, имеющими механический привод, и стоимость которой не будет превышать 15...20 % от стоимости мотоцикла. Исходя из вышеизложенного можно сформулировать цель исследования.

*Целью исследования* является повышение эффективности тормозной системы двухколесного мотоцикла путем создания антиблокировочной системы, функционирующей на основе анализа сил, действующих в пятне контакта колеса с дорогой, адаптивной к механическому приводу.

### **Основная часть**

Разработанная антиблокировочная система реализует основные требования к подобным системам, которые были сформулированы выше.

В связи с недостаточной информативностью кинематических параметров, с использованием которых работает подавляющее большинство антиблокировочных систем, в работу представленной системы заложен алгоритм функционирования на основе анализа силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью.

Использование анализа силовых факторов позволяет повысить эффективность тормозной системы в связи с тем, что регулирование процесса торможения по указанному алгоритму более объективно (в данном случае происходит прямое определение значения силовых факторов, которые как раз и предстоит регулировать), чем регулирование по алгоритму с использованием кинематических параметров (в этом случае моделирование тормозного момента выполняется на основе опосредования кинематических параметров).

Изменение значения тормозного момента контролируется конструктивным элементом системы. Для рассматриваемой системы таким элементом является цилиндрическая пружина сжатия, параметры которой определяются с учетом обеспечения необходимой эффективности работы антиблокировочной системы.

На рис. 1 и 2 представлена механическая антиблокировочная система, функционирующая на основе силового анализа.

Воздействие, приложенное к рычагу 6, крепленному гайкой 7, вызывает поворот винта 8, сопряженного с помощью резьбовой поверхности с тормозной скобой 3. Это создает осевое пере-

мещение винта 8, а также перемещение тормозной скобы 3, вследствие чего возникают усилия, прижимающие тормозные колодки 2 к тормозному диску 1. Прижимаясь к тормозному диску 1, тормозные колодки 2 создают тормозной момент, вызывающий поворот корпуса 4, шарнирно установленного на кронштейне 12 с помощью оси 5, в сторону вращения тормозного диска 1.

При повороте вместе с корпусом 4 перемещается тормозная скоба 3, которая с помощью штифта 9, установленного на скобе 3, упирается в кронштейн 12, при этом происходит дополнительный поворот скобы 3 относительно корпуса 4.

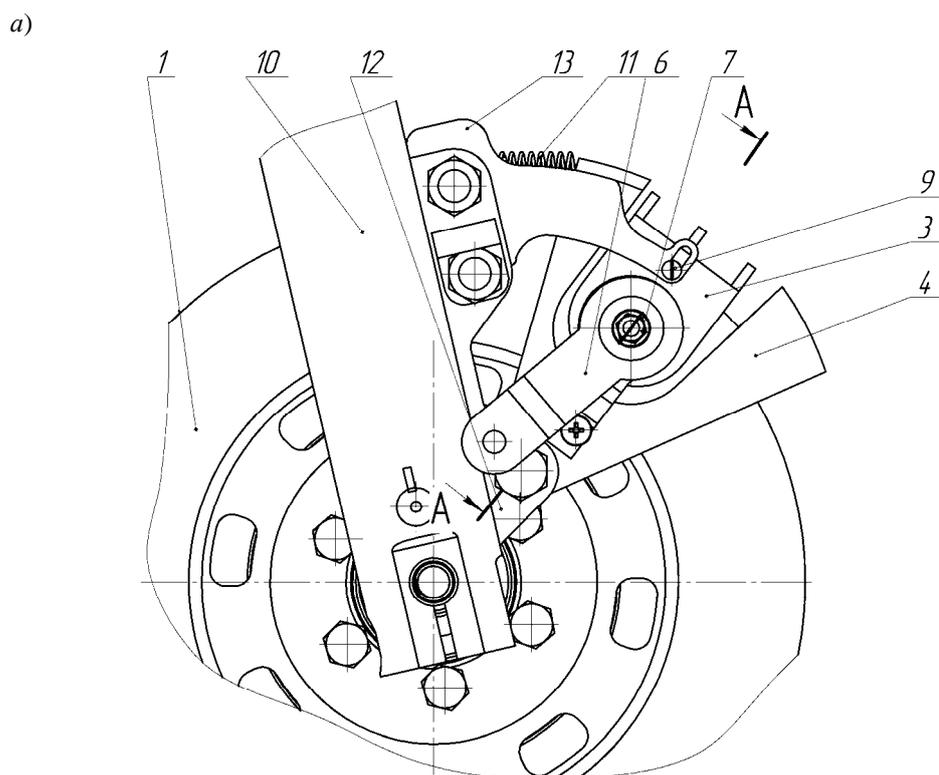
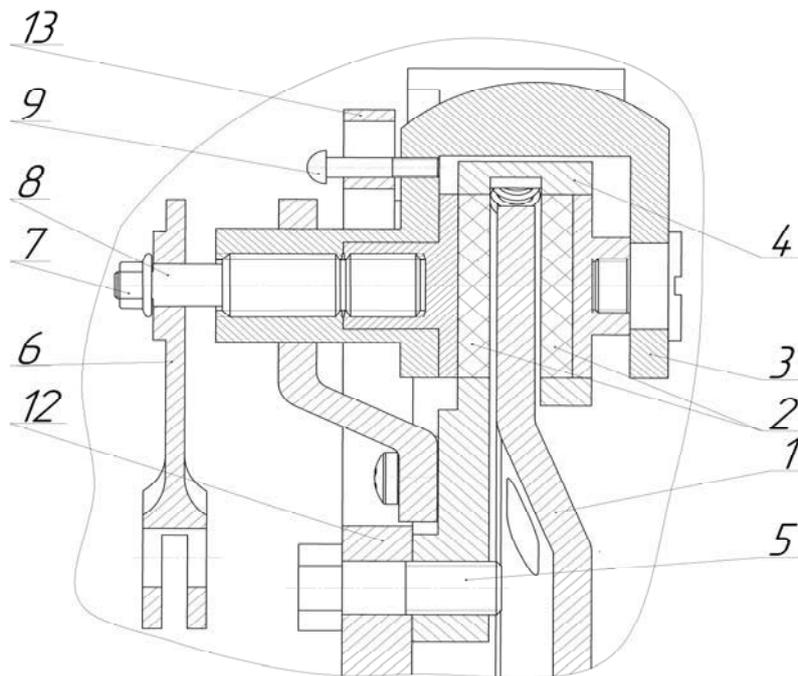


Рис. 1. Механическая антиблокировочная система [12]: а – главный вид; б – антиблокировочная система в разрезе; 1 – диск тормозной; 2 – тормозные колодки; 3 – тормозная скоба; 4 – корпус; 5 – ось; 6 – рычаг; 7 – гайка; 8 – винт; 9 – штифт; 10 – труба амортизатора; 11 – пружина; 12 – кронштейн; 13 – пластина

б)



Окончание рис. 1

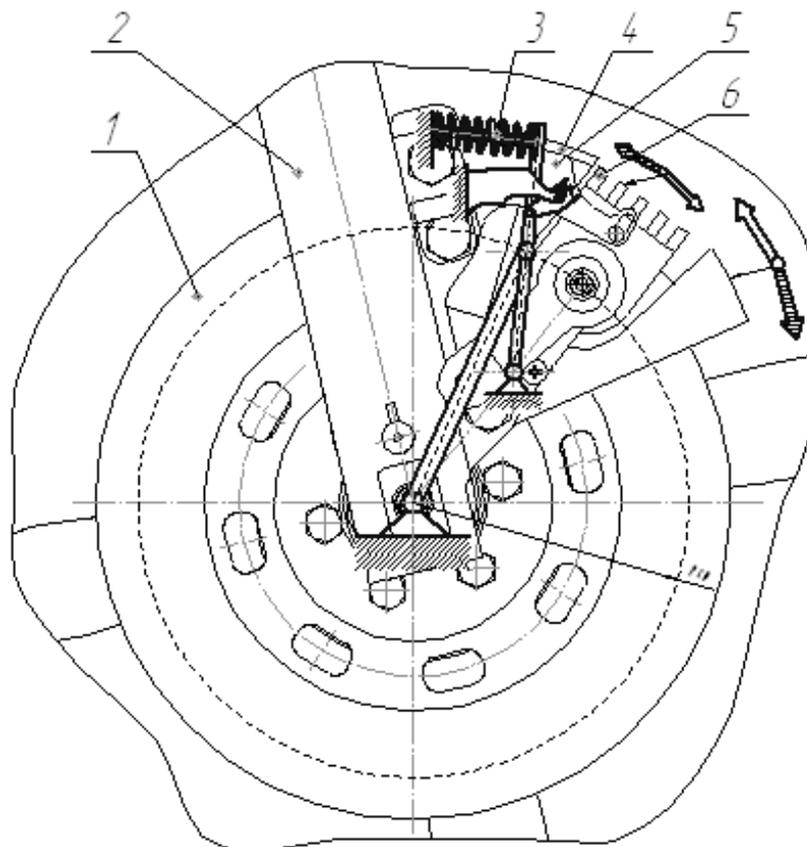


Рис. 2. Механическая антиблокировочная система, совмещённая с расчётной схемой: 1 – диск тормозной; 2 – труба амортизатора; 3 – пружина; 4 – корпус; 5 – кроштейн; 6 – скоба

Поворот скобы 3 создает автоматический эффект увеличения усилий, прижимающих колодки к диску, т. е. вызывает дополнительное осевое перемещение винта 8, вследствие чего возникает дополнительное усилие, прижимающее колодки 2 к диску 1.

При блокировке колеса сила трения в контакте шины с дорогой уменьшается, позволяя корпусу 4 сократить угол закрутки под действием возвратной пружины 11, т. е. повернуться в сторону, противоположную первоначальному повороту корпуса 4. Для повышения качества работы антиблокировочной системы на разблокирование колеса тормозной диск 1 взаимодействует со ступицей колеса через демпферные пружины, которые улучшают срабатывание системы под действием возвратной пружины 11, позволяя корпусу осуществлять поворот при растормаживании. Тормозная скоба 3, поворачиваясь вместе с корпусом 4 в обратную сторону, упирается в пластину 13, установленную в кронштейне 12, закрепленном на трубе амортизатора 10, вследствие чего происходит поворот скобы 3 относительно корпуса 4 в обратную сторону.

Так как скоба 3 сопряжена с ходовым винтом 8, с помощью резьбы поворот скобы 3 относительно корпуса 4 в обратную сторону вызывает осевое перемещение винта 8 также в обратную сторону, уменьшая тем самым усилие прижатия тормозных колодок 2 к диску 1, и колесо разблокируется. Возрастание тормозного момента в следующий момент времени вновь вызывает поворот корпуса 4 в направлении вращения тормозного диска 1. Процесс повторяется.

Для проведения функционального расчёта компонентов механической антиблокировочной системы проанализируем конструкцию антиблокировочной системы, заменив конструкционные элементы механической АБС звеньями

и обозначив существующие связи. Совместим изображение механической АБС с расчётной схемой (см. рис. 2).

Ось вращения колеса, ось вращения корпуса тормозного механизма заменим неподвижными опорами. Тормозной диск и корпус представляем в виде рычагов различной длины, расположенных друг относительно друга в соответствии с конструкцией АБС. На месте пересечения окружности средним радиусом трения  $R_{ср}$ , соответствующим тормозному диску, с осью рычага, изображающего корпус, помещаем шарнир. Реакция пружины – сила  $Q$ . Далее указываем углы поворота соответствующих рычагов, силы и моменты, действующие в рычажном механизме.

Для расчёта изобразим рычажный механизм в двух крайних положениях: положение элементов антиблокировочной системы при разблокированном колесе (рис. 3) и положение элементов антиблокировочной системы при заблокированном колесе (рис. 4).

Рассмотрев расчетную схему антиблокировочной системы, найдем силу реакции пружины сжатия  $Q_1$ , предварительно определив силу, приложенную к тормозному диску  $F_1$ , оказывающую значительное влияние на величину необходимого усилия пружины. Сила  $F_1$  возникает в контакте тормозных колодок и тормозного диска в соответствии с конструкцией антиблокировочной системы, на расчетной схеме точка приложения силы  $F_1$  соответствует точке пересечения среднего радиуса трения и оси рычага, представляющего собой на расчетной схеме корпус тормозного механизма. Значение силы  $F_1$  зависит от момента трения  $M_{д1}$ , развиваемого тормозным механизмом. Так как в точке  $B$  происходит взаимодействие тормозного диска, представленного рычагом, и корпуса тормоза, представленного на схеме соответствующим рычагом, на корпусе возникает момент корпуса  $M_{к1}$ .

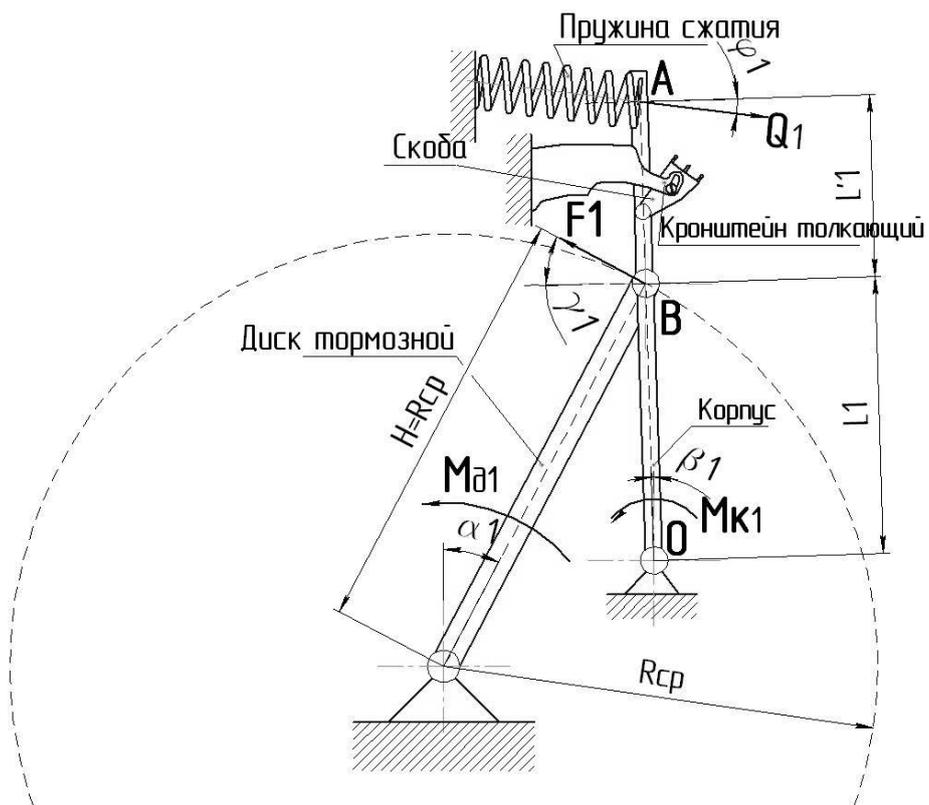


Рис. 3. Расчётная схема механической АБС при разблокированном колесе

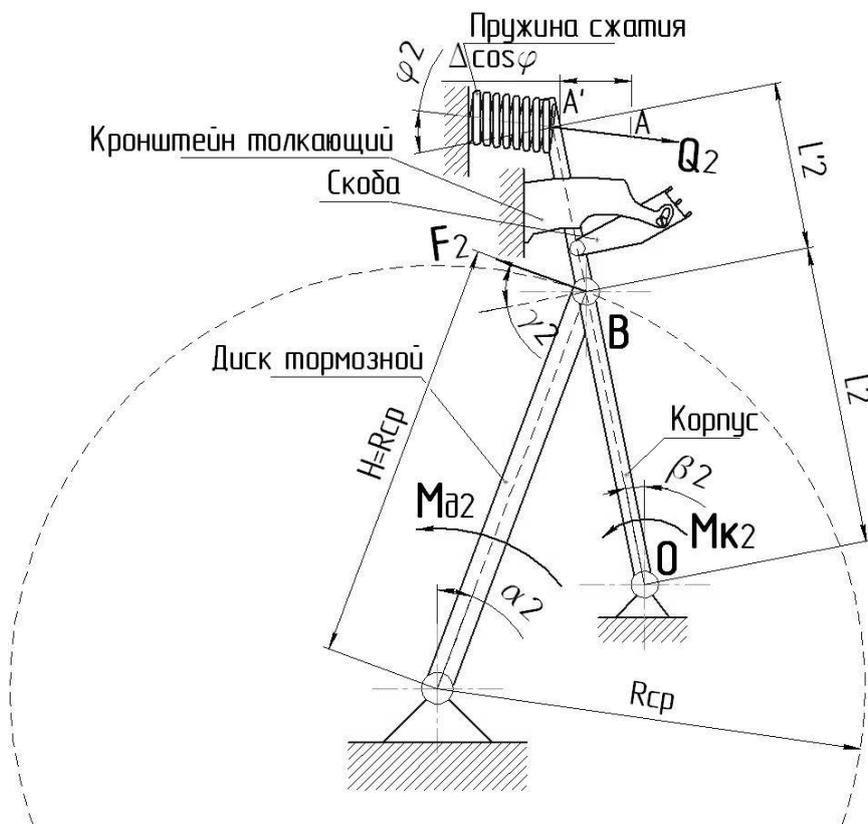


Рис. 4. Расчётная схема механической АБС при блокировке колеса

Рассматривая момент трения  $M_{д1}$ , приложенный к тормозному диску, и момент  $M_{к1}$ , возникающий на корпусе, как моменты рычагов, взаимодействующих в общей точке  $B$  через выражения для определения моментов  $M_{д1}$  и  $M_{к1}$ , находим необходимое значение усилия пружины  $Q_1$ :

$$Q_1 = \frac{F_1 \cos \gamma_1 \cdot L_1}{\cos \varphi_1 (L_1 + L'_1)},$$

где  $F_1$  – сила, приложенная к тормозному диску, Н;  $L_1$  – плечо, отображающее расстояние от точки  $O$  до точки  $B$ , м;  $L'_1$  – плечо, отображающее расстояние от точки  $B$  до точки  $A$ , м;  $\cos \gamma_1$  – угол действия силы  $F_1$ ;  $\cos \varphi_1$  – угол действия силы  $Q_1$ .

Таким образом, на основе найденного выражения можно сделать вывод о том, что сила реакции пружины сжатия зависит от силы  $F_1$ , приложенной к тормозному диску, возникающей в контакте тормозных колодок с тормозным диском, а также от углов действия сил  $F_1$  и  $Q_1$  и длин плеч  $L_1$  и  $L'_1$ , иначе говоря, от конструктивных размеров корпуса тормозного механизма.

Используя найденное выражение для расчета необходимого усилия пружины  $Q_1$ , можно определять параметры механической антиблокировочной системы для различных мобильных машин, учитывая развиваемые тормозные моменты и конструктивные размеры тормозных механизмов.

### **Выводы**

Антиблокировочные системы двухколесных мотоциклов функционируют в условиях выраженного дефицита информации, что вызывает трудности при определении линейной скорости мобильной машины при использовании датчиков кинематических параметров в качестве источников первичной информации, с помощью которых происходит опосредованное определение скорости

мобильной машины. При этом следует отметить, что используемые антиблокировочные системы являются электронно-гидравлическими, а это в совокупности усложняет и увеличивает стоимость как антиблокировочных систем, так и мотоциклов в целом.

В связи с вышеизложенным актуальным является решение проблемы повышения эффективности работы антиблокировочной системы путем построения алгоритма работы антиблокировочной системы на основе высокоинформативных источников первичной информации, каковыми являются силовые факторы, возникающие в контакте колеса с опорной поверхностью.

Разработанные методы проектирования тормозных механизмов и антиблокировочных систем позволили создать механическую антиблокировочную систему, адаптивную к механическому приводу. Повышение эффективности работы такой антиблокировочной системы достигается работой системы по алгоритму, основанному на анализе силовых факторов, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью.

Работа созданной антиблокировочной системы происходит автономно и не требует внешних дополнительных источников энергии, таких как, например, гидравлические насосы для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, модулятор давления тормозной жидкости, электронный блок управления, датчики частоты вращения колес, гидравлический привод.

Существующий эффект самоусиления дает возможность использования любого механического нажимного устройства тормозного механизма, применение которого ранее ограничивалось невысокими значениями усилий прижатия тормозных колодок к диску.

Отсутствие дорогостоящих и сложных элементов, характерных для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, позволяет говорить о разработанной антиблокировочной сис-

теме как о надежной системе, имеющей в несколько раз меньшую стоимость по сравнению с электронно-гидравлическими антиблокировочными системами

и возможность использования для многих моделей двухколесных мотоциклов, стоимость которых находится в невысоком ценовом диапазоне.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров, М. П.** Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М. : Машиностроение, 1965. – 550 с.
2. **Мельников, А. С.** Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств / А. С. Мельников, В. А. Ким, И. С. Сазонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 37–45.
3. **Мельников, А. С.** Механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 7. – С. 11–14.
4. Схемотехническая реализация датчиков измерения боковых реакций на колеса мотоцикла / А. С. Мельников [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 44–55.
5. **Мельников, А. С.** Методика анализа кинематических параметров дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 5. – С. 10–12.
6. **Мельников, А. С.** Мотоциклетный дисковый тормоз с механическим приводом / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 4. – С. 12–15.
7. Тормоз ведущего переднего моста колесного трактора : пат. ВУ 9620 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, П. А. Амелеченко, А. Г. Стасилевич, М. Л. Петренко, А. В. Юшкевич. – Опубл. 30.10.2013.
8. Дисковый тормозной механизм : пат. ВУ 9621 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, П. А. Амелеченко, А. Г. Стасилевич, М. Л. Петренко, А. В. Юшкевич. – Опубл. 30.10.2013.
9. Способ торможения вращающегося колеса транспортного средства и устройство для его осуществления : пат. ВУ 17076 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Опубл. 28.01.2013.
10. Способ торможения вращающегося колеса мобильной машины и устройство для его осуществления : пат. ВУ 16832 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Опубл. 28.02.2013.
11. Тормозная система мотоцикла : пат. ВУ 17082 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Опубл. 28.01.2013.
12. Антиблокировочная система мотоцикла : пат. ВУ 4778 / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Опубл. 30.02.2014.

*Статья сдана в редакцию 20 марта 2017 года*

**Александр Сергеевич Мельников**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: f\_av@mogilev.by.

**Артем Александрович Мельников**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Ольга Валерьевна Билык**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Sergeevich Melnikov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: f\_av@bru.mogilev.by.

**Artem Aleksandrovich Melnikov**, student, Belarusian-Russian University.

**Olga Valeryevna Bilyk**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 532:621.869.447.43

*В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, С. Ф. Шашенко, А. И. Пузиков*

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ  
ОБОРУДОВАНИЕМ И НАПРАВЛЕНИЕМ ДВИЖЕНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ  
ПОГРУЗЧИКОВ**

---

UDC 532:621.869.447.43

*V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, S. F. Shashenko, A. I. Puzikov*

**HYDRAULIC SYSTEMS TO CONTROL OPERATING EQUIPMENT AND  
DIRECTION OF MOTION IN FRONT-END LOADERS**

---

**Аннотация**

Разработаны функциональные схемы гидросистем с дроссельным и объемным принципами регулирования наиболее распространенных отечественных и иностранных фронтальных погрузчиков. Проведен их анализ, позволяющий определить направления технического совершенствования и повышения конкурентоспособности.

**Ключевые слова:**

фронтальный погрузчик, функциональная схема, гидросистема, погрузочное оборудование, рулевое управление.

**Abstract**

The paper presents functional schemes of hydraulic systems with throttle and volumetric principles of control used in the most common domestic and foreign front-end loaders. The analysis of these functional schemes has been accomplished which allows determining directions of their technical improvement and competitiveness increase.

**Key words:**

front-end loader, functional scheme, hydraulic system, loading equipment, steering.

---

Фронтальные погрузчики относятся к числу наиболее распространенных строительно-дорожных машин. Широкое применение эти машины находят также в коммунальном, сельском, лесном и портовом хозяйствах, при добыче полезных ископаемых и др.

Важной составной частью, оказывающей влияние на технико-экономические показатели погрузчика, выступает гидравлическая система управления рабочим оборудованием и направлением движения. Далее указанную систему будем называть гидросистемой фронтального погрузчика и при этом подразумевать, что она содержит две подсистемы: управления рабочим оборудова-

нием и рулевого управления.

Рассмотрим наиболее значимые отличительные особенности гидросистем фронтальных погрузчиков, широко используемых в народном хозяйстве РБ и РФ.

Самым известным производителем фронтальных погрузчиков в РБ и РФ является ОАО «Амкодор». В 2013 г. на долю этого предприятия приходилось около 17 % рынка фронтальных погрузчиков в РФ [1]. В настоящее время линейка погрузчиков, изготавливаемых ОАО «Амкодор», представлена семью базовыми моделями грузоподъемностью от 2,5 до 7 т.

На рис. 1 приведена функциональ-

ная схема гидросистемы широко известного фронтального погрузчика А-333 (ТО-18Б) [2]. В обеих подсистемах рассматриваемой гидросхемы используются два одинаковых нерегулируемых аксиально-поршневых насоса (Н1 и Н2). В подсистеме рулевого управления установлен также реверсивный гидромотор М, имеющий постоянную кине-

матическую связь с колесами и применяемый при буксировке погрузчика. Подсистема управления погрузочным оборудованием 1 содержит два контура управления: стрелой (цилиндры Ц1 и Ц2) и ковшом (цилиндр Ц3). В обоих контурах реализован дроссельный принцип регулирования.

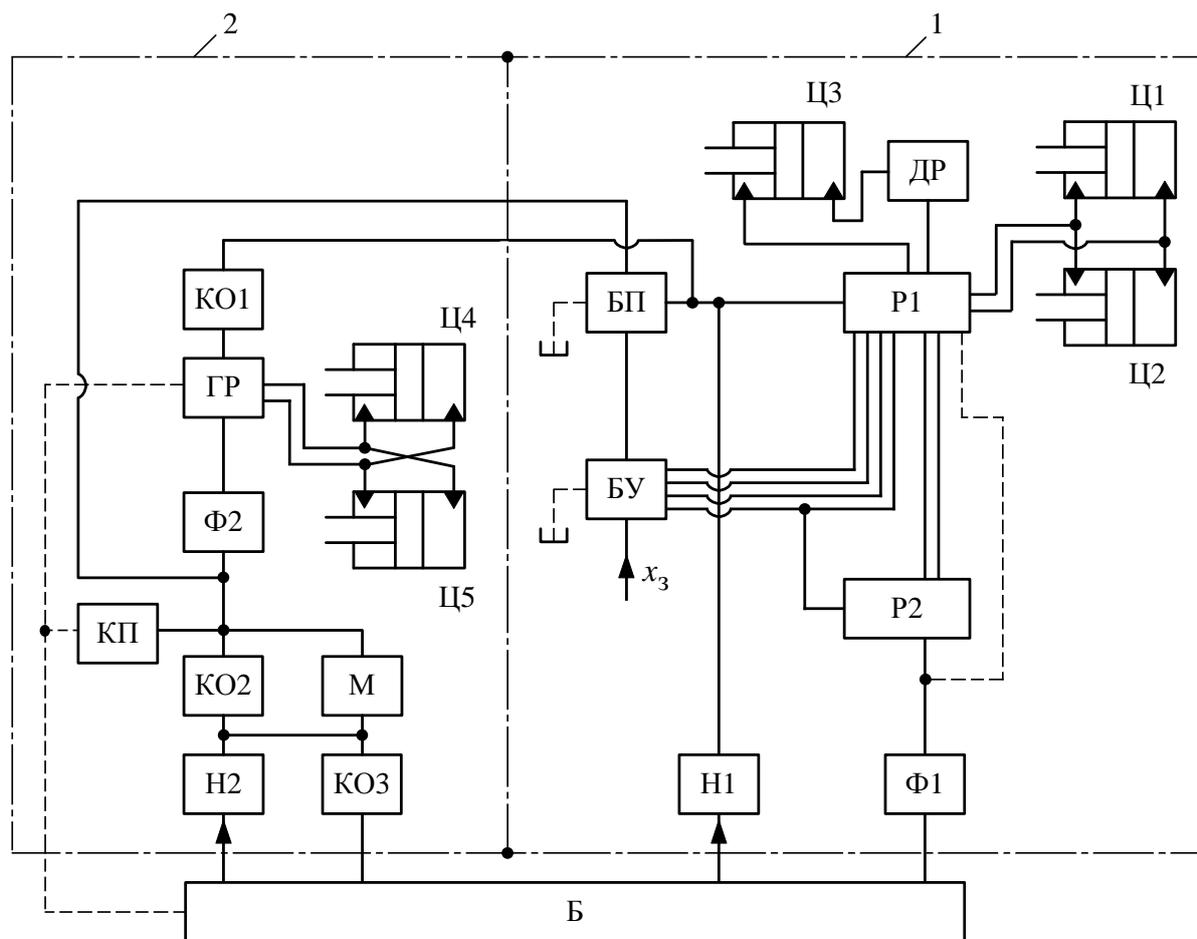


Рис. 1. Функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика А-333 (ТО-18Б): 1 – подсистема управления погрузочным оборудованием; 2 – подсистема рулевого управления; Н1, Н2 – насосы; М – гидромотор; Р1, Р2 – гидрораспределители; Ц1, Ц2 – гидроцилиндры управления стрелой; Ц3 – гидроцилиндр управления ковшом; Ц4, Ц5 – гидроцилиндры поворота; БП – блок питания; БУ – блок управления; ГР – гидроруль; КО1, КО2, КО3 – обратные клапаны; КП – предохранительный клапан; ДР – гидродроссель; Б – гидробак; Ф1, Ф2 – фильтры;  $x_3$  – задающее воздействие; --- – сливные трубопроводы

Регулирование скорости выполнения рабочих операций осуществляется за счет дросселирования с помощью золотников гидрораспределителя Р1 потоков рабочей жидкости. При этом гидрораспределитель Р1 содержит две рабочие секции, в каждой из которых уста-

новлены трехпозиционные золотники. Управление золотниками гидрораспределителя Р1 производится с помощью блока управления БУ. Задающее воздействие  $x_3$  подается оператором на одну из четырех рукояток БУ. Питание БУ осуществляется низким давлением

(3...4,5 МПа), создаваемым блоком питания БП. Блок питания содержит пневмогидроаккумулятор и четыре клапана: ИЛИ, редуционный, предохранительный, обратный. На вход БП рабочая жидкость поступает от насосов Н1 и Н2. Двухпозиционный гидрораспределитель Р2 предназначен для обеспечения в контуре управления стрелой (цилиндры Ц1 и Ц2) позиции «плавающая». Включение Р2 осуществляется давлением, формируемым БУ и имеющим более высокий уровень, чем тот, который требуется для управления золотником распределителя Р1. При включении гидрораспределителя Р2 два предохранительных клапана, установленные в Р1 на выходах к Ц1 и Ц2, настраиваются на низкие давления. Давление в напорной линии насоса Н1 ограничивается третьим предохранительным клапаном, установленным в Р1.

Разгрузка насоса Н1 обеспечивается путем перепуска рабочей жидкости на слив через распределитель Р1 (при нейтральных позициях обоих золотников Р1).

Разгрузка насоса Н2 осуществляется путем подключения его к сливу через подсистему управления погрузочным оборудованием (через золотник ГР и два золотника Р1). При этом все золотники (ГР и Р1) должны находиться в нейтральных позициях. При включении рабочих позиций в распределителе ГР насос Н2 отключается от слива и работает только на рулевое управление. При нейтральной позиции распределителя ГР насос Н2 подключается к напорной линии насоса Н1. В этом случае при осуществлении управления погрузочным оборудованием питание подсистемы 1 производится одновременно от обоих насосов (Н1 и Н2).

Клапан КП настроен на давление 15 МПа, а предохранительный клапан в напорной линии насоса Н1 (расположен в Р1) – на давление 20 МПа.

Для улучшения условий всасывания насосов, а также снижения возможности попадания в рабочую жидкость загрязнителей в рассматриваемой системе установлен гидробак Б закрытого типа, в котором поддерживается избыточное давление в пределах 20...75 кПа.

На рис. 2 представлена функциональная схема системы, разработанной на ОАО «Амкодор» сравнительно недавно [3]. Обозначения устройств на рис. 2 соответствуют принятым на рис. 1.

Отличительные особенности отображенной на рис. 2 схемы (в сравнении с рис. 1) заключаются в следующем:

- подсистема управления погрузочным оборудованием содержит только один распределитель Р. Обеспечение в контуре управления стрелой (цилиндры Ц1 и Ц2) позиции «плавающая» достигается путем установки в Р четырехпозиционного золотника;

- в блоке БУ вместо четырех предусмотрены две рукоятки;

- в подсистеме рулевого управления установлен приоритетный клапан КНР, обеспечивающий подключение насоса Н2 (при нейтральной позиции золотника ГР) к напорной линии насоса Н1. В системе (рис. 1) функции приоритетного клапана выполнял распределитель ГР. Также в подсистеме рулевого управления установлен клапан разгрузки насоса КРН (насоса Н2). Вместо гидромотора М в данной схеме установлен реверсивный насос Н3, имеющий постоянную кинематическую связь с колесами погрузчика.

На рис. 3 представлена функциональная схема подсистемы управления погрузочным управлением машины МоА3-4055 [4].

Указанный фронтальный погрузчик называют погрузочно-доставочной машиной (ПДМ). Предназначена ПДМ для работы в подземных условиях при добыче полезных ископаемых.

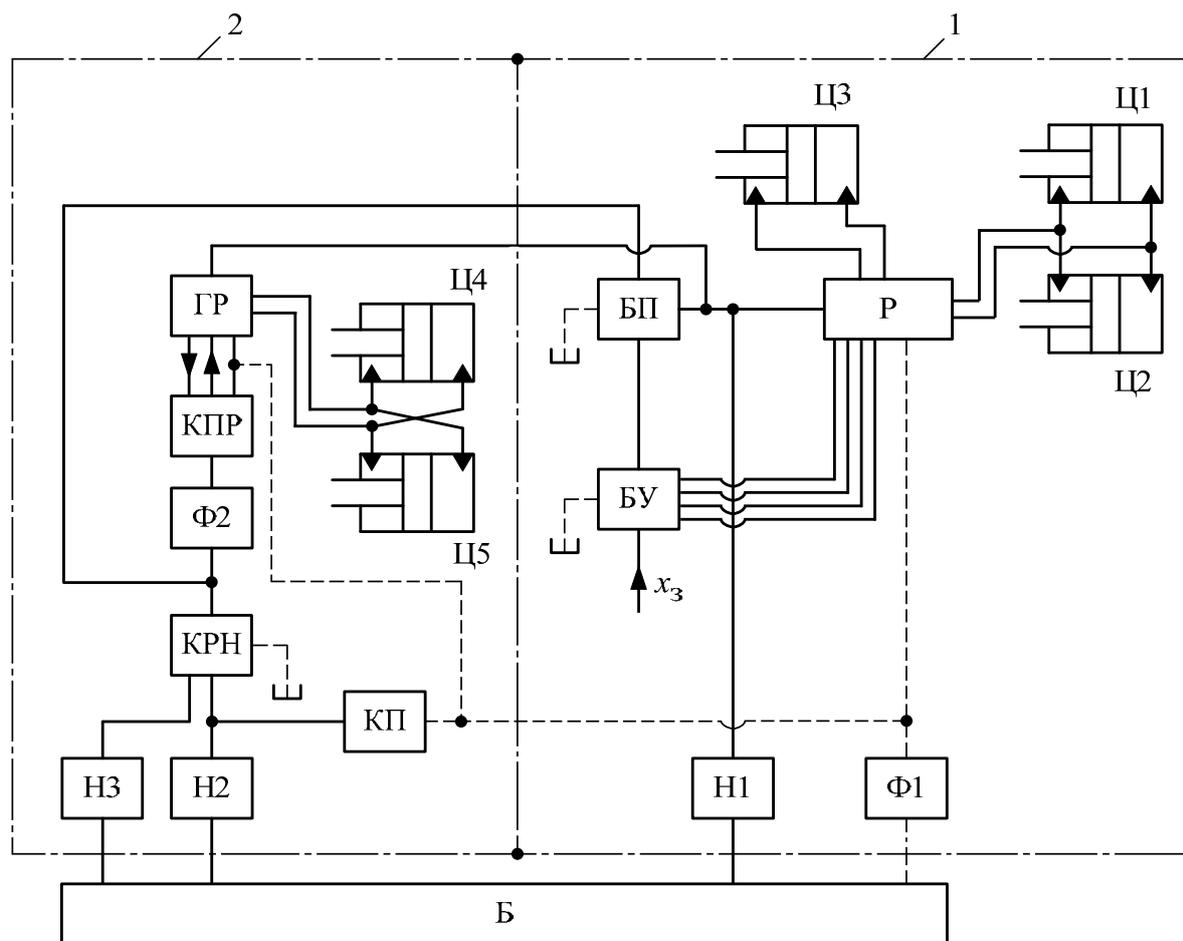


Рис. 2. Функциональная схема гидросистемы фронтальных погрузчиков Амкодор-333В, 333В-01

Гидросистема машины МоА3-4055 объединяет три подсистемы управления: погрузочным оборудованием, рулевым управлением и тормозами. В каждой из подсистем установлено по одному насосу (фирмы SAUER DANFOSS). Отличительная особенность подсистемы на рис. 3 заключается в том, что в ней предусмотрены три контура управления: стрелой, ковшом и выталкивателем. При этом для управления тремя контурами используется дросселирующий распределитель с двумя рабочими секциями, в каждой из которых установлен трехпозиционный золотник. В связи с этим возникла необходимость в установке дополнительных устройств: блока управления БУ2, блока логики БЛ и переключателя П. Блок логики содержит три логических клапана «ИЛИ», а рукоятка БУ2 имеет две фиксируемые позиции. В одной из них с

помощью БУ1 осуществляется управление ковшом (цилиндр Ц3) а во второй – выталкивателем (цилиндры Ц4 и Ц5). В блоке БУ1 для управления используется джойстик.

Отличие блока питания БП от представленных на рис. 1 и 2 заключается в том, что в данном случае гидropневматический аккумулятор расположен не в блоке, а в подсистеме управления тормозами ПУТ. Причем в ПУТ установлены три аккумулятора. Гидравлический сигнал от аккумуляторов ПУТ подводится к БП. Кроме этого, БП соединен с насосом подсистемы рулевого управления ПРУ.

В рассматриваемой подсистеме также предусмотрено подключение через приоритетный клапан КПР насоса подсистемы рулевого управления к выходу насоса Н1.

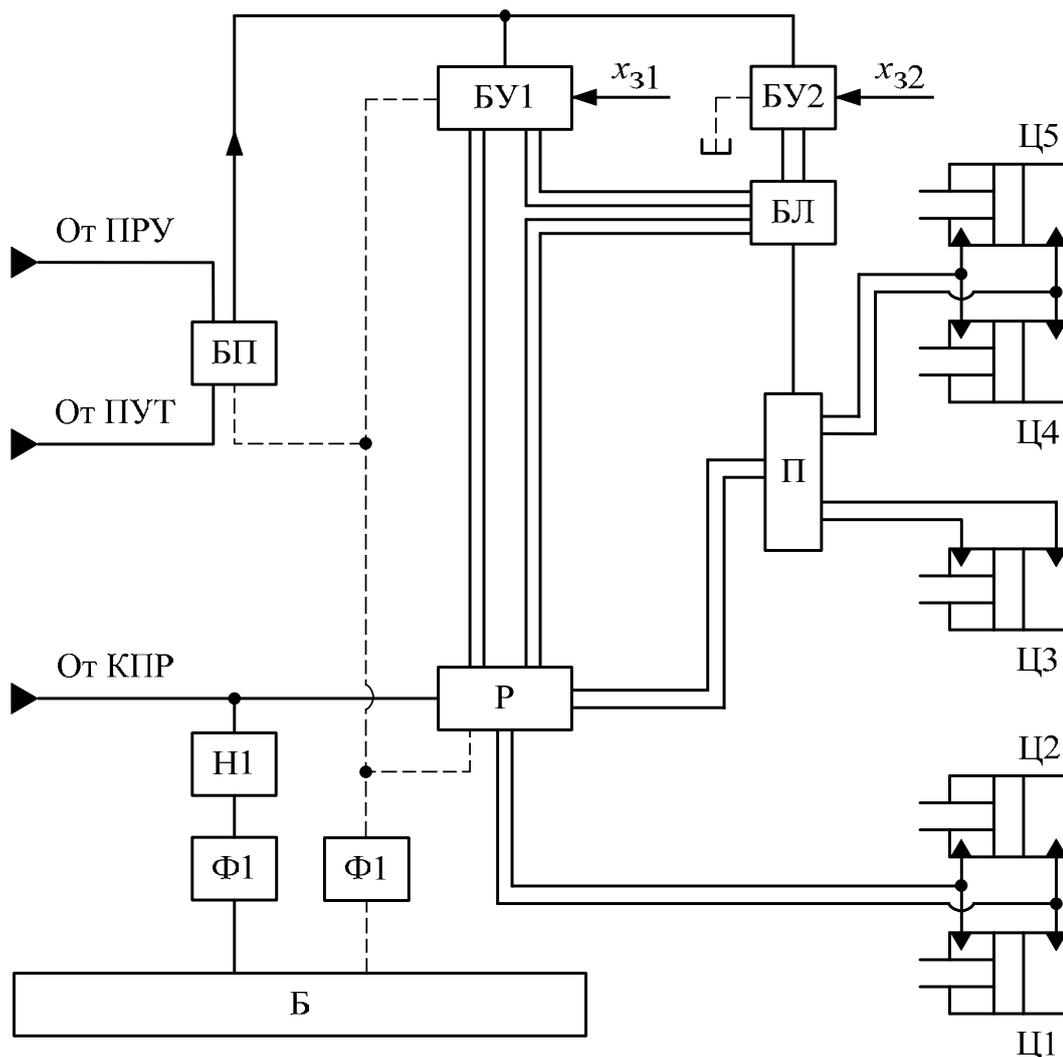


Рис. 3. Функциональная схема подсистемы управления погрузочным оборудованием погрузочно-доставочной машины МоАЗ-4055: Н1 – насос; Р – гидрораспределитель; П – переключатель; Ц1, Ц2 – цилиндры управления стрелой; Ц3 – цилиндр управления ковшом; Ц4, Ц5 – цилиндры управления выталкивателем; БП – блок питания; БУ1, БУ2 – блоки управления; БЛ – блок логики; Ф1, Ф2 – фильтры; Б – бак; ПРУ – подсистема рулевого управления; ПУТ – подсистема управления тормозами; КПР – приоритетный клапан;  $x_{31}$ ,  $x_{32}$  – задающие воздействия

На рис. 4 представлена функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика БелАЗ-7822 [5]. В данной системе установлены два регулируемых насоса Н1 и Н3 (фирмы Bosch Rexroth). Напорная линия насоса Н1 постоянно подключена к распределителю Р, а напорная линия насоса Н3 подключается к распределителю приоритетным клапаном, расположенным в РУ (при нейтральной позиции золотника распределителя рулевого управления).

Дросселирующий распределитель Р имеет четыре рабочие секции, в каждой

из которых установлен трехпозиционный золотник. Применение четырех секций для управления двумя контурами обусловлено большими расходами рабочей жидкости в гидросистеме и стремлением уменьшить потери энергии. При этом первая и вторая секции Р запитаны от Н1, а третья и четвертая – от Н3. Большие расходы в гидросистеме вызваны тем, что погрузчик БелАЗ-7822 (из всех рассмотренных в данной статье) имеет наибольшую грузоподъемность – 12 т, а увеличение грузоподъемности, как известно, сопровождается и ростом

расходов. Кроме этого, в распределителе установлено шесть предохранительных клапанов: два – в линиях питания,

четыре – в линиях управления цилиндрами.

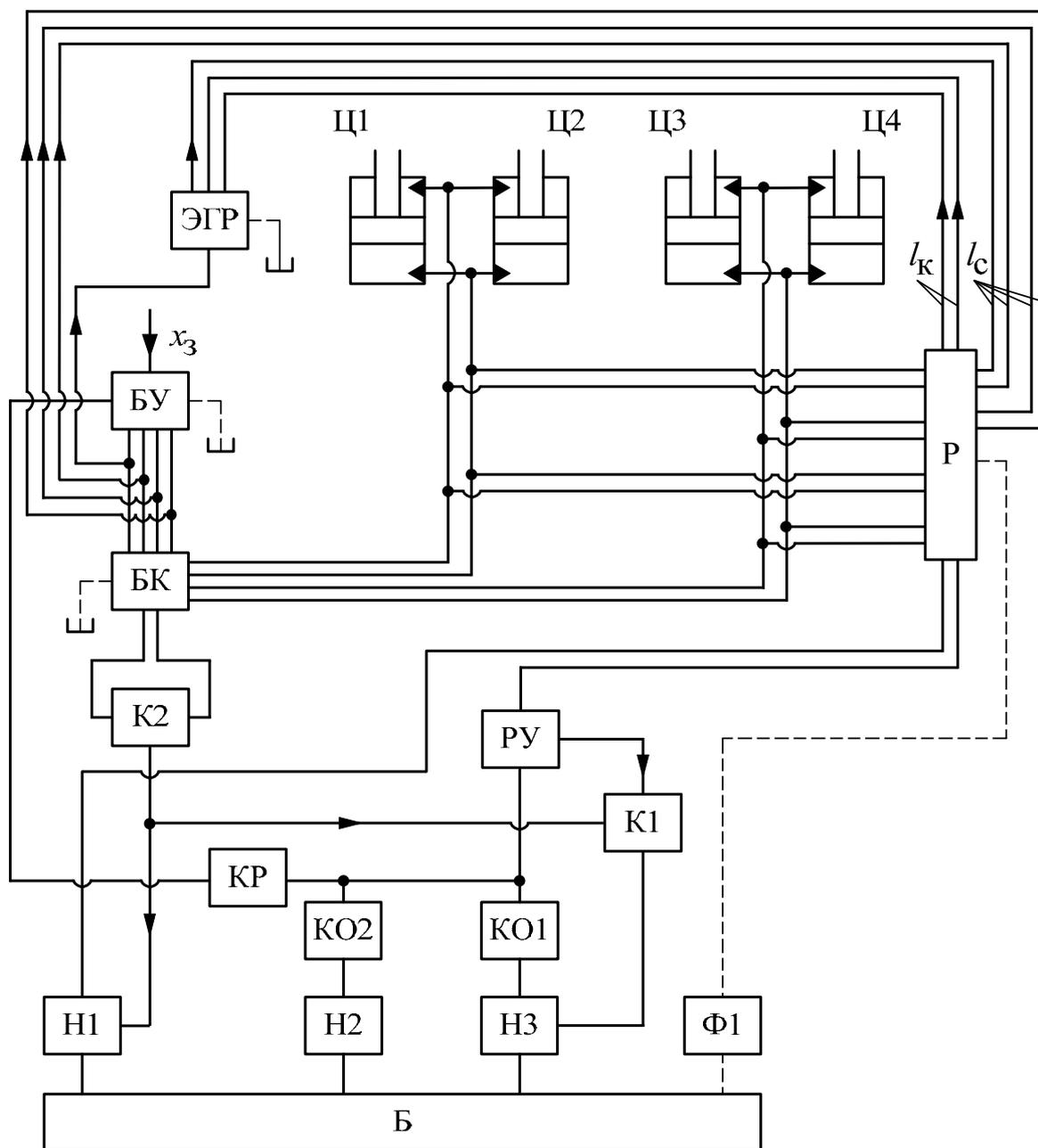


Рис. 4. Функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика БелАЗ-7822: Н1 – насос подсистемы управления погрузочным оборудованием; Н2 – аварийный насос; Н3 – насос подсистемы рулевого управления; РУ – рулевое управление; Ц1, Ц2 – цилиндры управления стрелой; Ц3, Ц4 – цилиндры управления ковшом; Р – гидрораспределитель; ЭГР – электрогидравлический распределитель; БУ – блок управления; БК – блок клапанов; К1, К2 – логические клапаны «ИЛИ»; КР – редукционный клапан; КО1, КО2 – обратные клапаны; Ф – фильтр; Б – бак;  $x_3$  – задающее воздействие;  $l_k$  – линии управления предохранительными клапанами;  $l_c$  – линии управления золотниками рабочих секций

Для изменения скоростей выполнения рабочих операций регулируемые насосы Н1 и Н3 содержат регуляторы,

изменяющие подачу в зависимости от разности давлений  $\Delta p$  на выходе насоса и в полостях цилиндров (тех, к которым

в данном движении подключен насос). При этом, чем выше  $\Delta p$ , тем меньше рабочий объем и подача насоса, а следовательно, и скорость выполнения рабочей операции.

Основной вклад в сопротивление линий, соединяющих насосы с цилиндрами, вносит распределитель Р. Сопротивление распределителя зависит от положений золотников, определяемых уровнями давлений в торцевых полостях, задаваемых с помощью блока управления БУ. Блок управления содержит четыре пары устройств, каждая из которых состоит из двухпозиционного трехлинейного распределителя с ручным управлением и редуционного клапана. Питание БУ осуществляется низким давлением (с выхода редуционного клапана КР). Сигналы управления, формируемые БУ, подводятся одновременно к торцевым полостям золотников Р и к блоку клапанов БК. Блок клапанов предназначен для соединения выходов рабочих секций распределителя Р (линий управления цилиндрами) с линиями управления регуляторов насосов Н1 и Н3.

Электрогидравлический распределитель ЭГР содержит три двухпозиционных золотника, управляемые электромагнитами. При этом два золотника используются для управления двумя предохранительными клапанами Р и обеспечения в контуре управления стрелой позиции «плавающая». Третий золотник с электромагнитом предназначен для ограничения верхнего положения стрелы. Через этот золотник ЭГР проходит сигнал управления от БУ к Р. При срабатывании золотника линия управления подключается к сливу, что приводит к выключению рабочих секций распределителя Р.

На рис. 5 отображена функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика польского производства Dressta 534E грузоподъемностью 5 т [6]. Отличительной особенностью данного погрузчика является то, что его создатели при проектировании ориентировались на использование узлов и агрегатов польского производства. Для питания гидросистемы применяются шестеренные насосы Н1...Н3. Насос Н3 реверсивный. Подключается этот насос блоком клапанов аварийной системы поворота БКАС к РУ и БП при неработающем насосе Н2.

Дросселирующий распределитель Р содержит две рабочие секции: управления стрелой и ковшом. В секции управления стрелой установлен четырехпозиционный золотник, а в секции управления ковшом – трехпозиционный. В принципе, схемы распределителя Р и блока питания БП не отличаются от рассмотренных ранее.

Важным отличием схемы, представленной на рис. 5, является наличие в ней более совершенной системы охлаждения рабочей жидкости и клапана аварийного опускания стрелы КАО, имеющего ручное управление.

Система охлаждения содержит регулируемый аксиально-поршневой насос Н4, гидромотор М привода вентилятора и теплообменник Т. Использование приведенной системы охлаждения позволяет обеспечивать требуемые температурные режимы в гидравлической части при работе погрузчика в технологических циклах большой напряженности.

На рис. 6 представлена функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика ZL50G производства КНР (фирма XCMG) [7]. Доля фирмы XCMG в импорте погрузчиков в 2013 г. в РФ составляла 21 % [1].

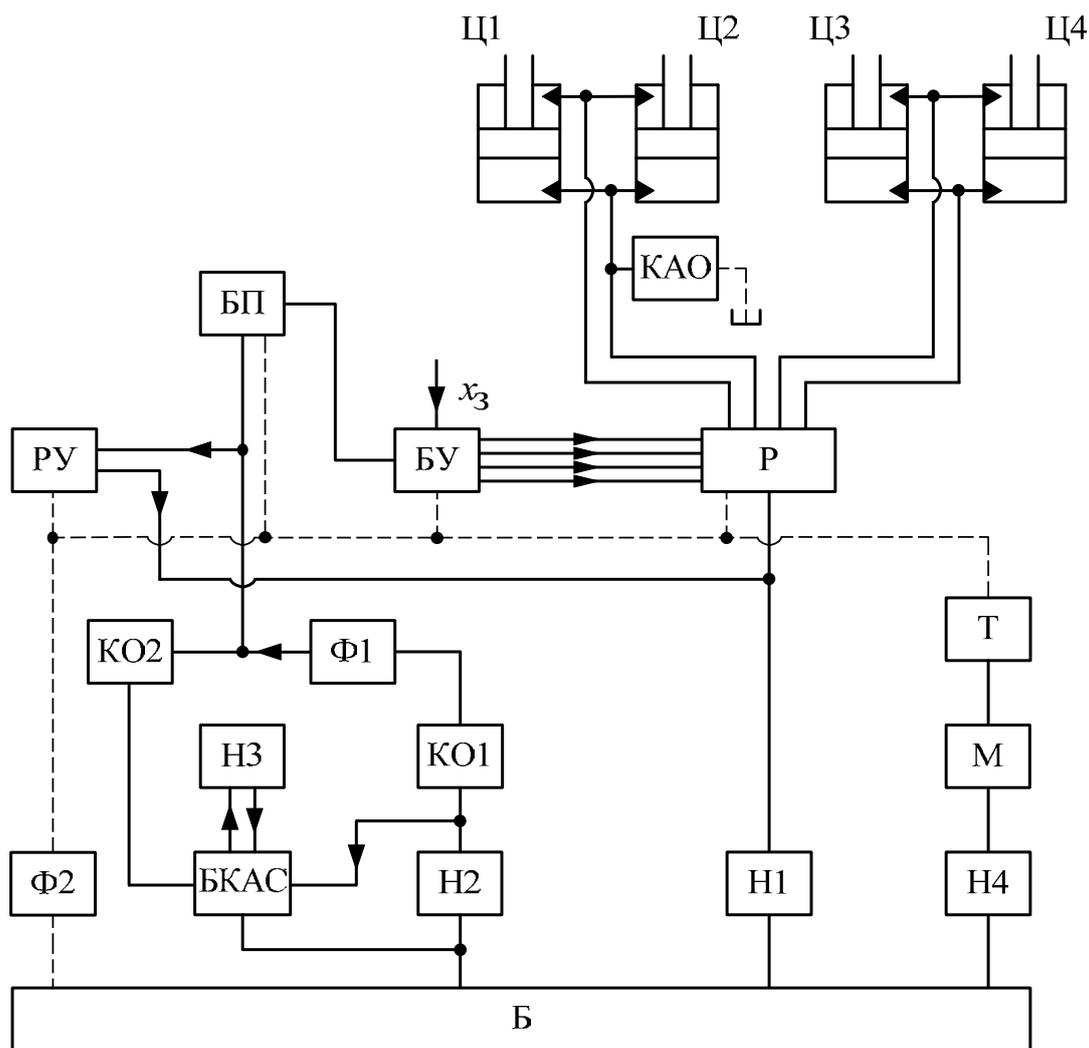


Рис. 5. Функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика Dressta 534E: Н1 – насос подсистемы управления погрузочным оборудованием; Н2 – насос рулевого управления; Н3 – насос аварийной системы поворота; Н4 – насос системы охлаждения; М – мотор привода вентилятора; Т – теплообменник; Ц1, Ц2 – цилиндры управления стрелой; Ц3, Ц4 – цилиндры управления ковшом; БП, БУ – блоки питания и управления; Р – распределитель; РУ – рулевое управление; КАО – клапан аварийного опускания стрелы; БКАС – блок клапанов аварийной системы поворота; КО1, КО2 – обратные клапаны; Ф1, Ф2 – фильтры; Б – бак;  $x_3$  – задающее воздействие

В рассматриваемой схеме используются два нерегулируемых насоса Н1 и Н2. Дросселирующий распределитель Р содержит две рабочие секции, в каждой из которых установлен трехпозиционный золотник. Предусмотрено также подключение насоса Н2 (при выключенном распределителе РУ) к напорной линии насоса Н1.

Отличительной особенностью вышеприведенной схемы является то, что в ней отсутствует блок питания, предназначенный для формирования давления низкого уровня, подводимого к блоку

управления БУ и используемого для управления распределителем Р. Для получения давления низкого уровня в схеме (см. рис. 6) установлен двухпоточный насос Н1, одна секция которого (с небольшой подачей) подключена к БУ и РУ. Давление на выходе этой секции поддерживается переливным клапаном и составляет 2,5 МПа. Основная секция (вторая) насоса Н1 с большой подачей используется для питания распределителя Р. Подвод низкого уровня давления к РУ (чего не было у всех рассмотренных ранее схем) обусловлен тем, что

рулевое управление погрузчика ZL50G принципиально отличается от других,

имея при этом более простое устройство и низкую себестоимость.

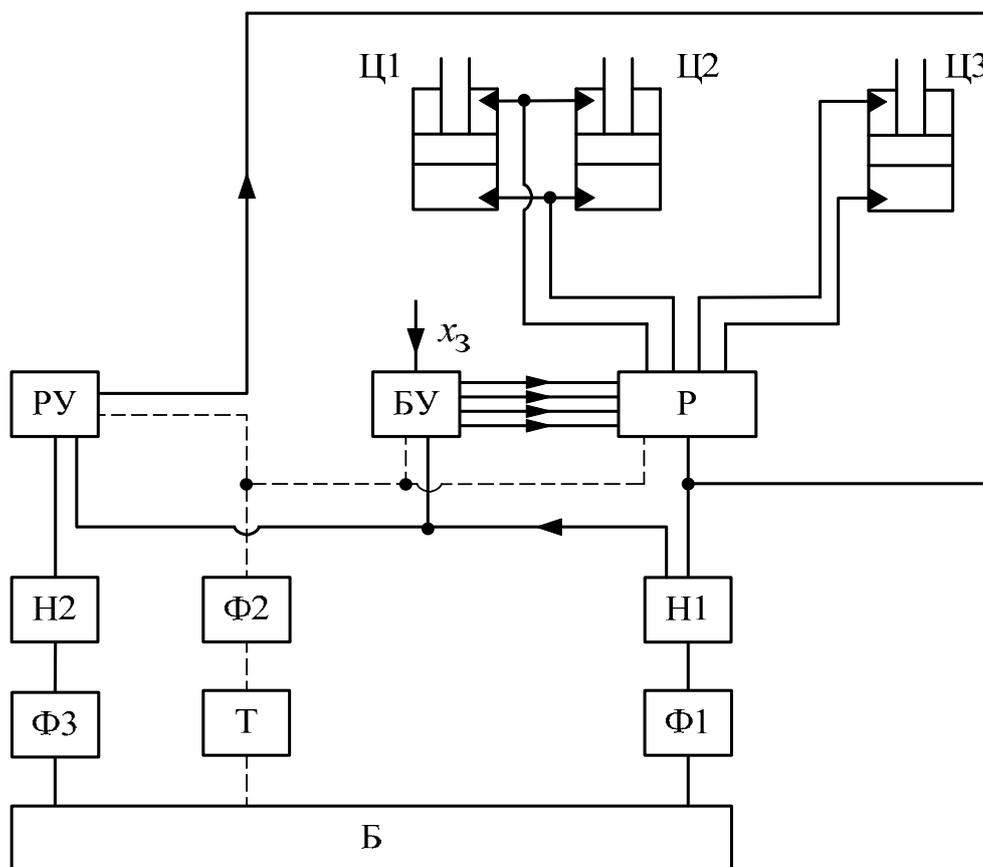


Рис. 6. Функциональная схема гидросистемы фронтального погрузчика ZL50G: Н1 – насос управления подсистемой погрузочного оборудования; Н2 – насос подсистемы рулевого управления; Ц1, Ц2 – цилиндры управления стрелой; Ц3 – цилиндр управления ковшом; Р – распределитель; БУ – блок управления; РУ – рулевое управление; Ф1...Ф3 – фильтры; Т – теплообменник; Б – бак;  $x_3$  – задающее воздействие

### Выводы

Разработаны функциональные схемы гидросистем управления погрузочным оборудованием и направлением движения наиболее известных погрузчиков.

В результате выполненного структурного анализа установлено, что:

– в подсистеме управления погрузочным оборудованием во всех рассмотренных схемах применяются в основном гидроприводы с дроссельным принципом регулирования, содержащие нерегулируемые насосы. Объемный принцип регулирования реализован

только у погрузчика БелАЗ-7822, при этом предусмотрено использование регулируемых насосов;

– во всех схемах предусмотрено подключение насоса рулевого управления через приоритетный клапан к напорной линии насоса управления погрузочным оборудованием;

– управление погрузочным оборудованием осуществляется с помощью гидравлического блока, содержащего джойстик;

– во всех схемах при нейтральных позициях золотников распределителей обеспечивается разгрузка насосов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Новоселов, В.** Пациент скорее жив? Российский рынок фронтальных погрузчиков / В. Новоселов / Строительная техника и технологии. – 2014. – № 6. – С. 64–72.
2. Погрузчик фронтальный одноковшовый Амкодор-333 (ТО-18Б). Руководство по эксплуатации / М. С. Войчинский [и др.] / ОАО «Амкодор-Ударник». – Минск, 2002. – 180 с.
3. Погрузчик фронтальный одноковшовый Амкодор-333В, 333В-01. Руководство по эксплуатации 333В.00.00.000 РЭ / М. С. Войчинский [и др.] / ОАО «Амкодор-Ударник». – Минск, 2015. – 180 с.
4. Руководство по эксплуатации МоАЗ-4055-3902002-34 РЭ. – Могилев, 2002. – 190 с.
5. Фронтальные погрузчики БЕЛАЗ-7822, БЕЛАЗ-78221 и их модификации. Руководство по эксплуатации 7822-3902015 РЭ / ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», Минск, 2015. – 226 с.
6. Инструкция по обслуживанию фронтального погрузчика 534Е от серийного номера 87501 и выше DRESSTA Co. Ltd. OM534E07/1R. – 273 с. [Электронный ресурс]. – 2012. – Режим доступа: <http://L-34.ru> Инструкция по обслуживанию погрузчика Dressta 534. – Дата доступа: 20.12.2016.
7. Фронтальный погрузчик ZL50G. Руководство оператора / Xuzhou Construction Machinery Group Inc.(XCMG), Xuzhou City, Jiangsu Province, PRC. – 74 с. [Электронный ресурс]. – 2014. – Режим доступа: <http://www.sts-amur.ru/documents/xcmg/>. – Дата доступа: 18.12.2016.

*Статья сдана в редакцию 28 февраля 2017 года*

**Владимир Иванович Мрочек**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [mrovlad@mail.ru](mailto:mrovlad@mail.ru).

**Татьяна Владимировна Мрочек**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Сергей Федорович Пашенко**, ассистент, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [shashenko\\_serгей@mail.ru](mailto:shashenko_serгей@mail.ru).

**Алексей Игоревич Пузиков**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Vladimir Ivanovich Mrochek**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: [mrovlad@mail.ru](mailto:mrovlad@mail.ru).

**Tatiana Vladimirovna Mrochek**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

**Sergey Fedorovich Shashenko**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: [shashenko\\_serгей@mail.ru](mailto:shashenko_serгей@mail.ru).

**Alexey Igorevich Puzikov**, student, Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.91.01/02

*Н. Н. Попок, Р. С. Хмельницкий, В. С. Анисимов, Г. И. Гвоздь*

**КОМПЛЕКСНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ СФЕРИЧЕСКИХ  
ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ**

---

UDC 621.91.01/02

*N. N. Popok, R. S. Hmelnicky, V. S. Anisimov, G. I. Gvozdz*

**INTEGRATED RESEARCH OF PHYSICAL AND TECHNOLOGICAL  
CHARACTERISTICS OF THE PROCESS OF SPHERICAL SURFACES  
TREATMENT**

---

**Аннотация**

Рассмотрены методика и результаты экспериментальных исследований процесса обработки сферических поверхностей деталей, приведены данные по деформации срезаемого слоя, мощности резания и вибрациям, проанализированы зависимости температуры резания, износа инструмента, точности и качества полученных поверхностей от режимов обработки, выработаны рекомендации по фрезерованию сферических поверхностей деталей.

**Ключевые слова:**

обработка сферических поверхностей, фрезерование сферических поверхностей, результаты экспериментальных исследований, деформация срезаемого слоя, мощность резания, вибрация, температура резания, износ лезвия инструмента, точность, шероховатость.

**Abstract**

The technique and results of the experimental studies dealing with processing of spherical surfaces of parts are presented; the data on deformation of the layer being cut, cutting power and vibrations are given; the dependencies between the cutting temperature, tool wear, accuracy and quality of the obtained surfaces and the processing conditions are analyzed; the recommendations for milling spherical surfaces of components are made.

**Key words:**

processing of spherical surfaces, milling of spherical surfaces, results of experimental studies, deformation of cut layer, cutting power, vibration, cutting temperature, tool blades wear, precision, surface roughness.

---

***Введение***

В технике находят широкое применение детали с неполными сферическими поверхностями, такие как палец шаровой опоры рычага автомобиля, шаровая заглушка запорной арматуры, шар рукоятки переключения механизмов машин и др. Эти детали отличаются габаритами, требованиями к их точности, качеству и надёжности. В связи с этим для их изготовления используют литье и методы обработки давлением,

резанием [1–5]. Существует проблема выбора метода, в полной мере удовлетворяющего этим требованиям. Для повышения качества и точности получения сферических поверхностей чаще всего применяют методы резания, например, лезвийные, абразивные, электрохимические и др. Применение лезвийной обработки наиболее предпочтительно, т. к. она обеспечивает высокую производительность и точность, исключает прижоги и шаржирование абразивными

зёрнами обработанной поверхности, насыщение поверхностей химическими веществами. Для этих целей всё шире используется фрезерование [6, 7] на скоростях резания, сопоставимых со скоростями абразивной обработки. Повышение скорости резания в десятки раз по сравнению с традиционной ставит задачи выбора её рациональных значений с точки зрения обеспечения оптимальной геометрии лезвия, благоприятных деформационных процессов и стружкообразования в зоне резания, уменьшения теплового воздействия на обрабатываемую поверхность, повышения точности и снижения шероховатости сферы, увеличения износостойкости режущего инструмента. В связи с этим комплексные исследования особенностей фрезерования сферических поверхностей деталей на высоких скоростях резания с целью обеспечения требуемых показателей качества и точности обработанной поверхности при высокой производительности являются актуальными.

### Методика и результаты комплексных исследований

С целью всестороннего изучения процесса резания сферических поверхностей деталей фрезерованием и сопоставления результатов экспериментов проводятся одновременные исследования фактической частоты вращения инструмента и заготовки, силы тока в электрической цепи станка, температуры в зоне резания, шероховатости сферической поверхности детали, точности исполняемого размера детали.

Обработки фрезерованием выполняются на универсально-заточном станке модели 3М642, имеющем двухступенчатый скоростной привод (первая ступень – 3150 мин<sup>-1</sup>, вторая ступень – 6300 мин<sup>-1</sup>) и оснастку для ручного и механического вращения заготовки.

Используются концевые фрезы диаметрами 25, 30, 35 мм (рис. 1, а–в), а также сборные фрезы диаметром 30 мм (рис. 1, г).

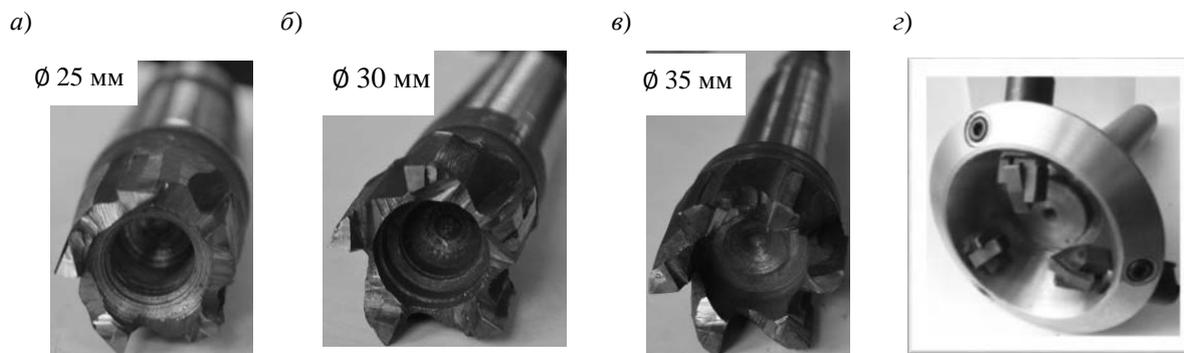


Рис. 1. Фрезы для обработки сферических поверхностей деталей: а, б, в – концевые напайные фрезы; г – сборная фреза

Обрабатываются заготовки из стали 40Х ГОСТ 4543 (рис. 2).

Для сравнения производится обработка сфер резцом Pafana SVJCR 2020 11 на токарном станке модели 16К20Ф3, оснащённом УЧПУ Sinumerik 802D

фирмы «Сименс» (Siemens).

Измерение фактических частот вращения инструмента, закрепленного на валу шпинделя станка, и заготовки, установленной на валу приспособления, проводится при помощи тахометра

ТЭ-02 при различных диаметрах фрез на холостом и рабочих ходах, а затем полученные значения сравниваются с паспортными характеристиками станка.

Мощность резания рассчитывается на основании измерений тока в электрической цепи станка при помощи токоиз-

мерительных клещей Mastech M266, а также измеряется с использованием частотных преобразователей Yaskawa V1000 и Omron MX-2 на первой и второй ступенях привода станка при различных диаметрах фрез на холостом и рабочем ходах.



Рис. 2. Заготовки

Температура сферической поверхности детали определяется бесконтактным методом с помощью пирометра Opttris LS, а также калориметром (рис. 3) оригинальной конструкции с электронным термометром Eiwell ID974 (в эксперименте принимал участие ст. преподаватель кафедры «Технология и оборудование машиностроительного производства» Полоцкого государственного университета А. В. Сидикевич). Измерение температуры обрабатываемой сферической поверхности заготовки пирометром осуществлялось периодически, с интервалом времени 0,05 с.

Оценка шероховатости сферической поверхности производится методом сравнения с эталонными образцами шероховатости и измерением на модернизированном профилографе-профилометре «Абрис ПМ7».

Для измерения диаметра сферы обрабатываемых заготовок используют-

ся микрометры МК25-1 и МК50-1 ГОСТ 6507. Схемы измерения диаметра сферы заготовок в вертикальной и наклонной плоскостях представлены на рис. 4.

Характерными чертами износа лезвий фрезы являются фаска и скол. Измерения их величины производятся на инструментальном микроскопе модели БМИ-1Ц с 5-кратным увеличением линзы.

Вибрации в процессе резания измеряли в трех плоскостях посредством вибromетра «Октава-101ВМ», рабочий элемент которого закрепляли на корпусе приспособления, обеспечивающего вращение заготовки.

В ходе эксперимента на токарном станке с ЧПУ измеряется температура и оценивается шероховатость полученной поверхности.

Измерения силы тока в электрической цепи станка показали (рис. 5), что

при увеличении диаметра фрезы с 25 до 35 мм и частоты вращения с 3383 до 6750 мин<sup>-1</sup> сила тока возрастает в среднем на 0,2...0,4 %, а по сравнению с холостым ходом станка возрастает

на 4,5...9,1 % при частоте вращения 3383 мин<sup>-1</sup> и на 4,3...8,7 % при частоте вращения 6750 мин<sup>-1</sup>. Это объясняется увеличением силы резания и крутящего момента на фрезе.

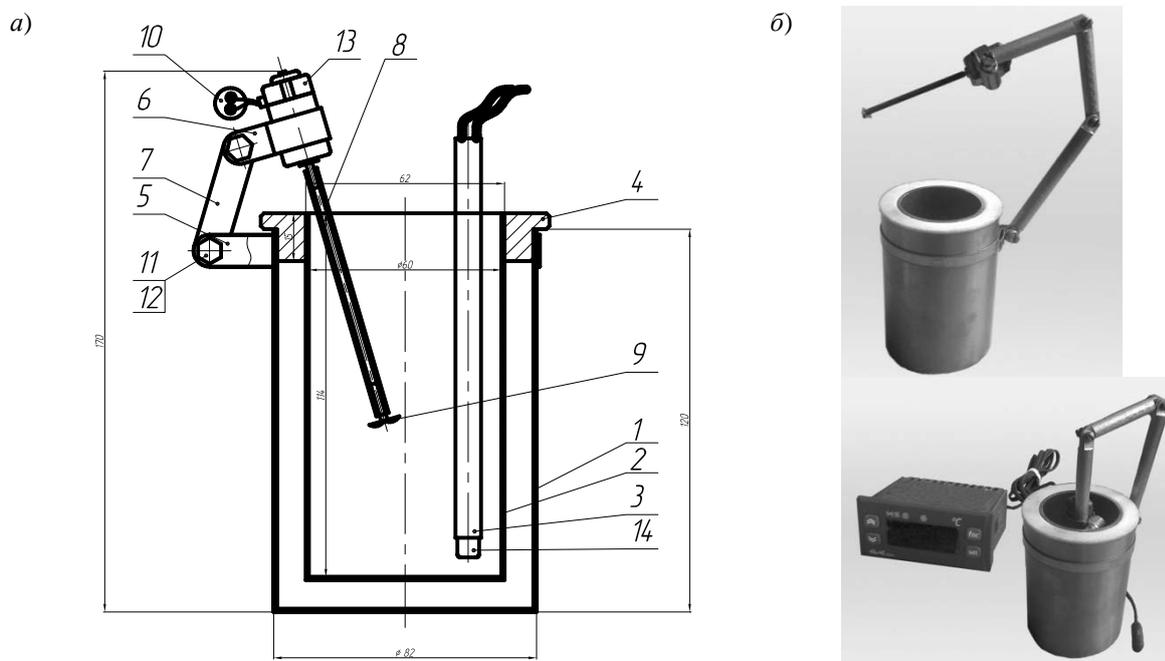


Рис. 3. Калориметр: *а* – эскиз; *б* – общий вид; 1 – наружный стакан; 2 – внутренний стакан; 3 – трубка термомпары; 4 – крышка; 5, 6 – хомуты; 7 – рычаг; 8 – трубка; 9 – гребной винт; 10 – питание (1,5 В); 11 – болт; 12 – гайка; 13 – моторчик

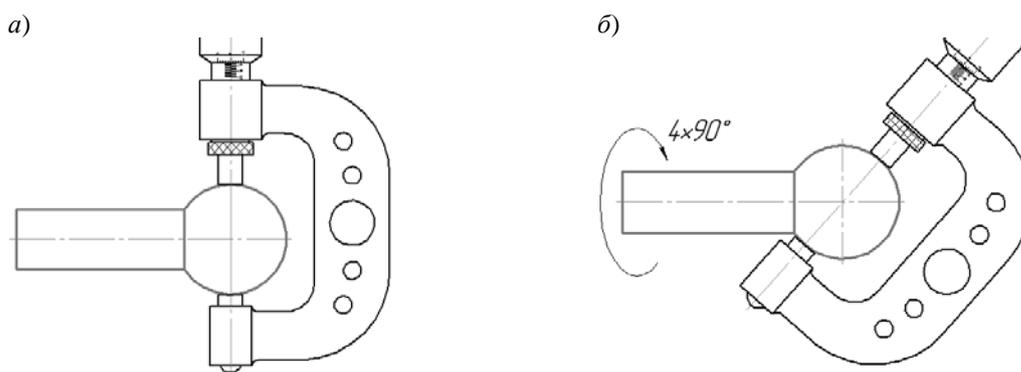


Рис. 4. Схемы измерения диаметра сферы заготовки: *а* – в вертикальной плоскости; *б* – в наклонной плоскости в четырех сечениях

Установленный эффект повышения силы тока в электрической цепи станка подтверждает проведённые измерения частоты вращения фрезы, которые показали, что на первой скорости (рис. 6, *а*) её значение на рабочем ходу

(3350 мин<sup>-1</sup>) несколько ниже, чем на холостом ходу (3390 мин<sup>-1</sup>) и в обоих случаях выше паспортных данных. Частота вращения фрезы в этом случае не зависит от диаметра инструмента. При обработке на второй скорости качествен-

ные соотношения частот вращения такие же, как и в первом случае, но при увеличении диаметра инструмента

с 25 до 35 мм, частота на рабочем ходу снижается примерно на 3 % (рис. 6, б).

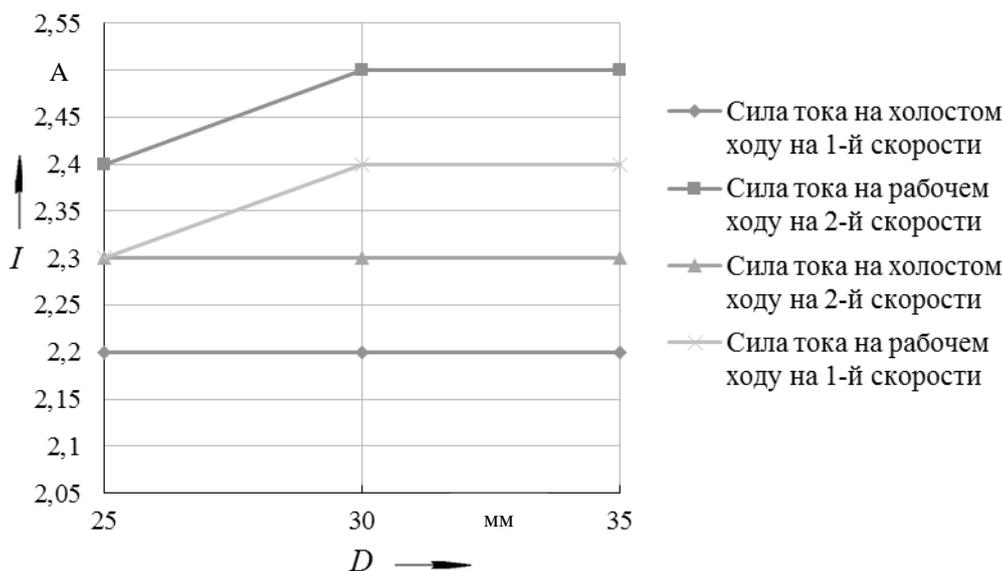


Рис. 5. Зависимость изменения силы тока  $I$  от диаметра инструмента  $D$

Пересчёт значений изменяющихся частот вращения фрезы при изменении её диаметра в значения линейной скорости вращения показывает, что при уменьшении частоты вращения на 3 % увеличение диаметра фрезы с 25 до 35 мм приводит к увеличению линейной скорости на 26 %. При этом сила тока в электрической цепи станка возрастает всего на 4 %. Это значит, что влияние значительного увеличения линейной скорости вращения фрезы компенсируется снижением силы резания, т. к.  $N = PzV$ .

При исследовании деформации срезаемого слоя установлено, что коэффициент утолщения стружки  $K_a$  изменяется в пределах 1,1...1,87, коэффициент уширения  $K_b$  – 0,61...1,21 и относительный сдвиг  $\varepsilon$  – 2,01...2,4. Полученные соотношения параметров  $K_a$ ,  $K_b$ ,  $\varepsilon$  соответствуют общепринятым данным по деформации срезаемого слоя при других видах обработки конструкционных углеродистых сталей в случаях реализации несвободного резания и имеют несколько

меньшие значения, что свидетельствует о более благоприятных условиях деформации срезаемого слоя при фрезеровании сферических поверхностей.

При определении температуры стружки методом калориметрирования установлено, что её значения находятся в пределах 410...460 °С.

Температура детали, измеренная пирометром, изменяется в зависимости от частот вращения и диаметров инструмента и заготовки от 60 до 120 °С. Типичные зависимости изменения температуры детали от времени обработки представлены на рис. 7 и 8.

При обработке острозаточенной фрезой наблюдается (см. рис. 8) существенное отличие интенсивности изменения температуры при увеличении поперечной подачи и частоты вращения инструмента (от 0,25 до 0,8 град/с). Причем по мере затупления режущих кромок лезвия инструмента интенсивность изменения температуры нарастает.

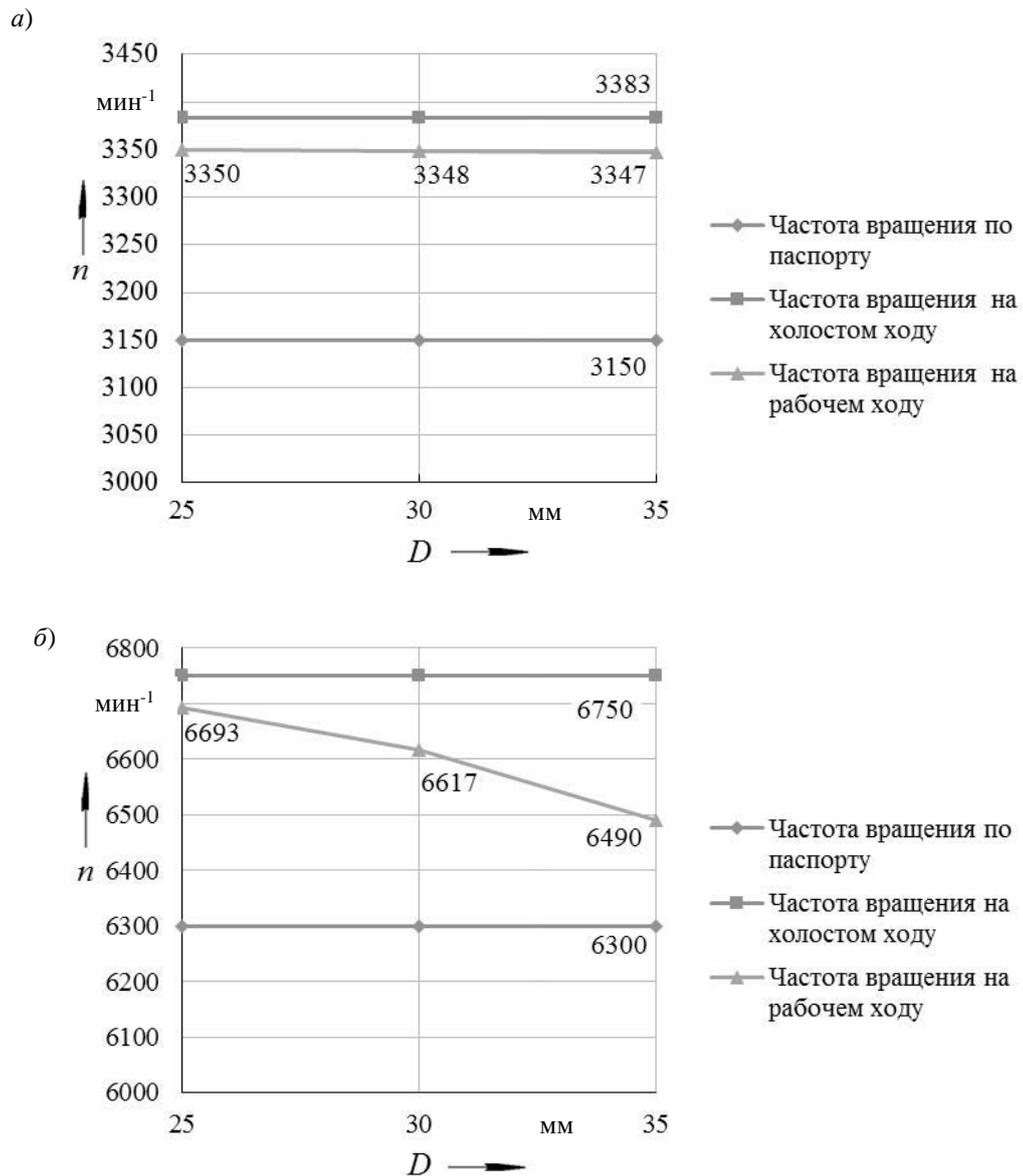


Рис. 6. Зависимость частоты вращения инструмента  $n$  от его диаметра  $D$ : а – на 1-й скорости; б – на 2-й скорости

При обработке фрезой с затупленными режущими кромками лезвия инструмента (рис. 9) отличия интенсивности изменения температуры незначительны (от 0,77 до 0,87 град/с). По мере увеличения фаски износа по задней поверхности лезвия фрезы тепловые потоки в инструмент и деталь увеличиваются, о чём свидетельствует рост температуры нагрева детали до 120 °С. При этом влияние поперечной подачи (глубины резания или ширины сечения срезаемого слоя) как

фактора, улучшающего теплоотвод в стружку, снижается. При достижении величины фаски износа более 4 мм наблюдается резкое увеличение температуры до 300...400 °С за короткий промежуток времени (10...15 с) и катастрофический износ лезвия инструмента.

Измерение температуры при обработке сферической поверхности на токарном станке с ЧПУ показывает (см. рис. 9), что её значения примерно такие же, как и при фрезеровании, а интенсивность нарастания несколько ниже

за счёт увеличения времени обработки. Однако при точении наблюдаются резкие увеличения температуры в зоне из-

мерения от 120 до 150 °С при накручивании стружки на деталь.

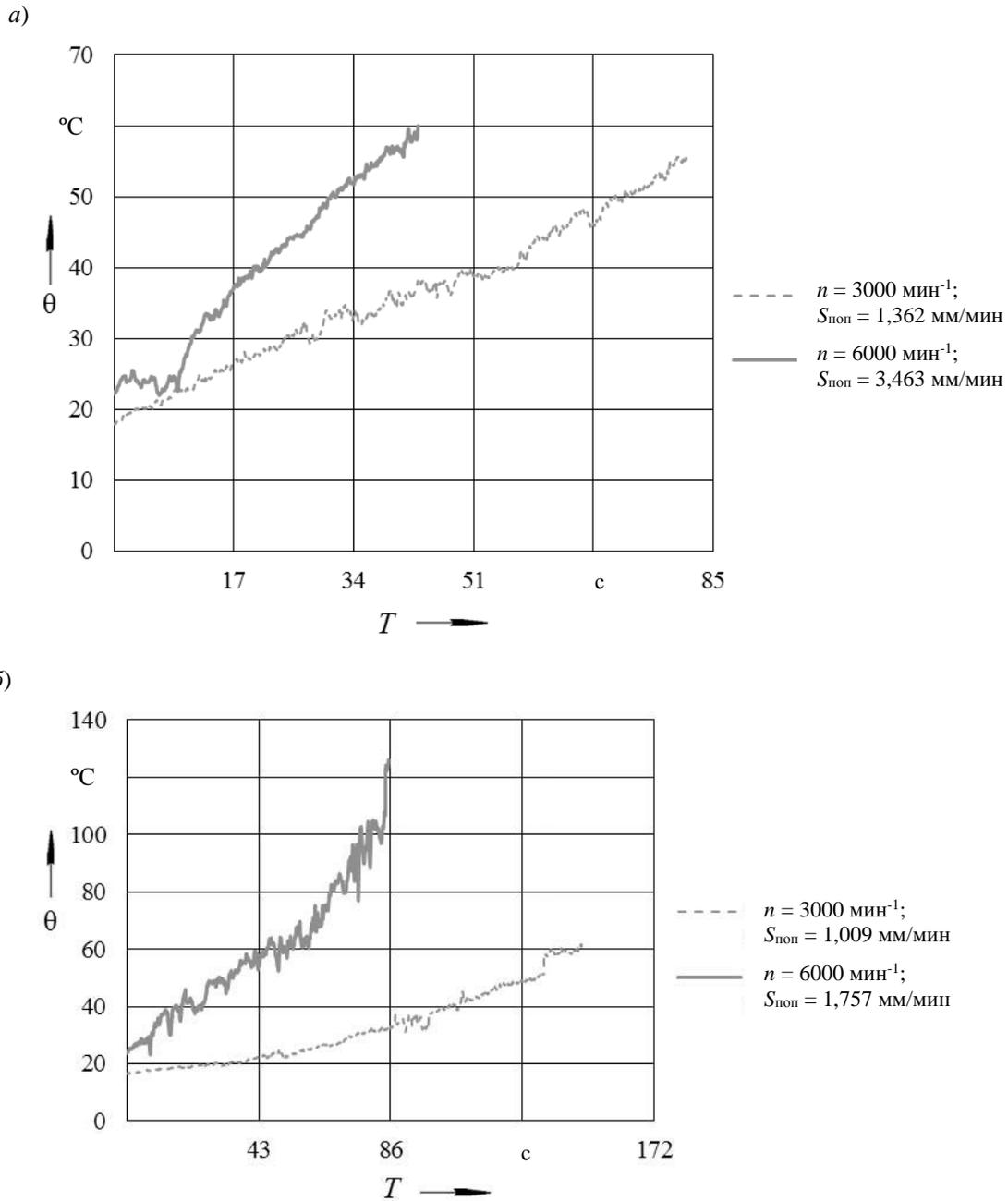


Рис. 7. Зависимости изменения температуры детали от времени обработки при различных значениях частоты вращения и поперечной подачи: а – сферической поверхности диаметром 25 мм; б – сферической поверхности диаметром 30 мм

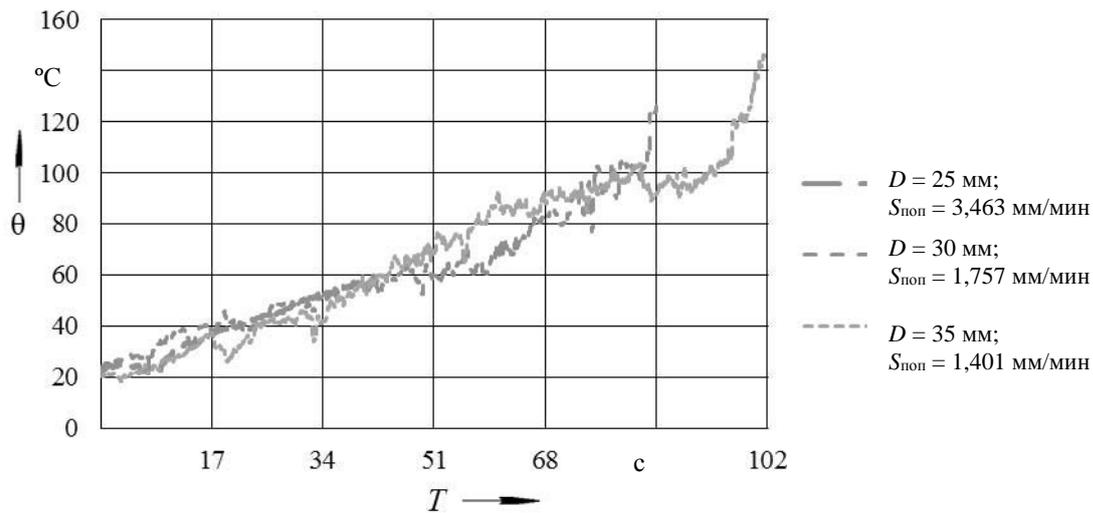


Рис. 8. Зависимости изменения температуры детали от времени обработки при частоте вращения инструмента  $6000 \text{ мин}^{-1}$  и различных диаметрах сферических поверхностей и поперечной подачи

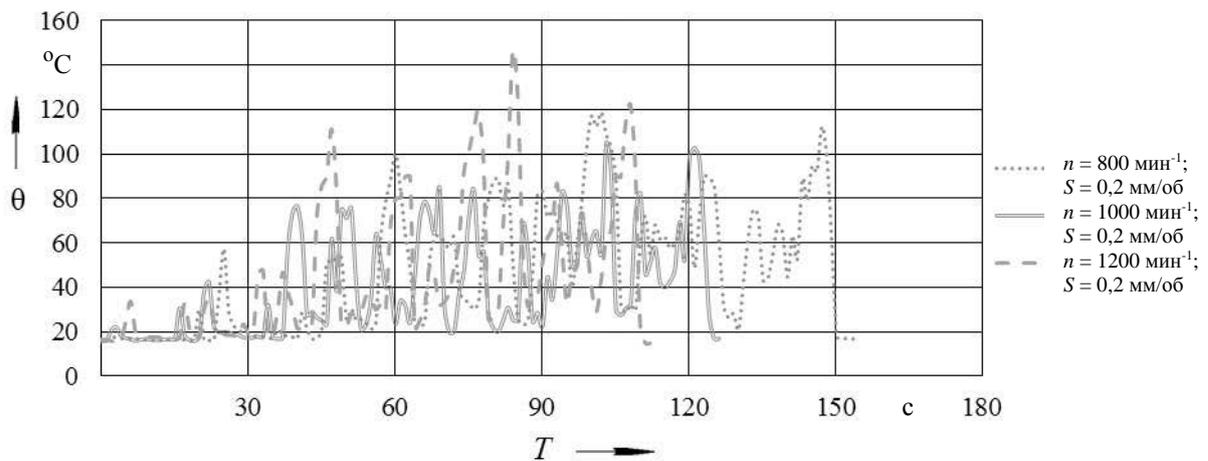


Рис. 9. Зависимости изменения температуры детали от времени обработки при точении сферической поверхности диаметром 37 мм

Сравнительно невысокие значения температуры нагрева детали ( $60 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ) свидетельствуют о том, что в поверхностных слоях детали и лезвия инструмента не происходит каких-либо существенных структурных и фазовых превращений, а также изменений остаточных напряжений, что обеспечивает высокое качество обработанной поверхности сферы.

Исследование шероховатости сферической поверхности подтверждает этот вывод. После фрезерования шероховатость поверхности  $Ra = 0,6 \dots 1,2 \text{ мкм}$ , причем чем больше частота вращения инструмента и меньше частота вращения детали, тем шероховатость ниже. Также установлено, что шероховатость поверхности ниже вблизи оси вращения заготовки, т. к. значения подачи (линей-

ная скорость вращения детали) минимальны, а частота вращения фрезы неизменна.

Сравнительные исследования шероховатости поверхности при обработке сферы токарным резцом на станке с ЧПУ при скорости резания 70 м/мин показывают, что значения параметра шероховатости на разных участках сферы получаются различными (рис. 10, а) и несколько

выше ( $Ra = 1,6 \dots 6,3$  мкм), чем при фрезеровании. Это объясняется изменением углов в плане острозаточенного резца и образованием нароста. При увеличении скорости резания до 140 м/мин и снижении подачи до 0,2 мм/об обеспечивается шероховатость в пределах  $Ra 1,6$  почти на всей поверхности сферы (рис. 10, б) за исключением участка поверхности вблизи осевой линии детали ( $Ra 6,3$ ).

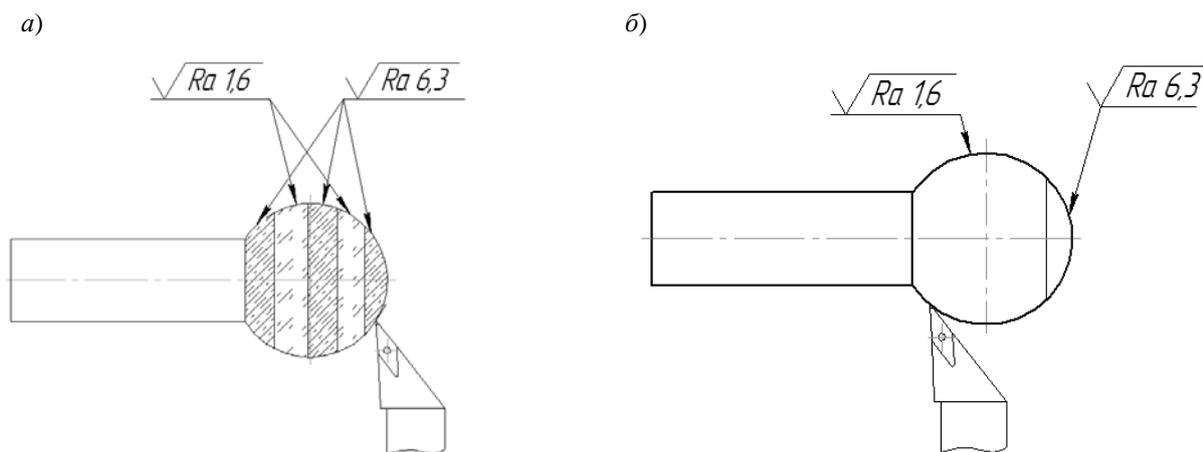


Рис. 10. Типичная картина шероховатости поверхности при точении на скоростях: а – 70 м/мин; б – 140 м/мин

Снижение скорости резания до нулевого значения на осевой линии приводит к явлению наростообразования и повышению шероховатости.

Установленный эффект снижения шероховатости на участке сферической поверхности заготовки, расположенном вблизи оси вращения, позволяет рекомендовать данный метод формообразования для деталей, у которых сферическая поверхность вблизи оси вращения является рабочей, например у подпятника вала погружного насоса, у валапоршня экструдера и т. п.

Анализ результатов измерения диаметров сферы показывает, что отклонение размеров находится в пределах 0,01...0,21 мм, причем чем выше диаметр сферы и частота вращения заготовки, тем меньше отклонение. Изменения размеров объясняются неточно-

стью установки оси вращения фрезы относительно оси заготовки. Как показывают измерения и расчёты, для повышения точности сферических поверхностей угловые отклонения осей вращения детали и фрезы должны находиться в пределах 15...30 мин.

На качество и точность обработки существенное влияние оказывают вибрации в зоне резания. Исследования вибраций показали, что их средний уровень находится в пределах допустимых значений 80...90 дБ. При этом отмечены наибольшие колебания вдоль оси вращения детали и в направлении действия силы резания.

После обработки фрезы имеют характерные фаски и сколы на режущих кромках и поверхностях лезвий (рис. 11). Измерения износа зубьев после обработки деталей диаметром 25,

30 и 35 мм при частоте вращения фрезы 3150 и 6300 мин<sup>-1</sup> показывают, что он возрастает в среднем на 10...60 %. Причем на величину фаски и сколов большое влияние оказывает угол заострения режущего клина  $\beta$ . Уменьшение  $\beta$  с 70 до 50 град приводит к увеличению раз-

меров сколов и фаски износа. Установлено, что при достижении размера фаски износа по высоте 0,2...0,4 мм и длине 2...4 мм фреза обеспечивает качественную обработку поверхностей деталей.

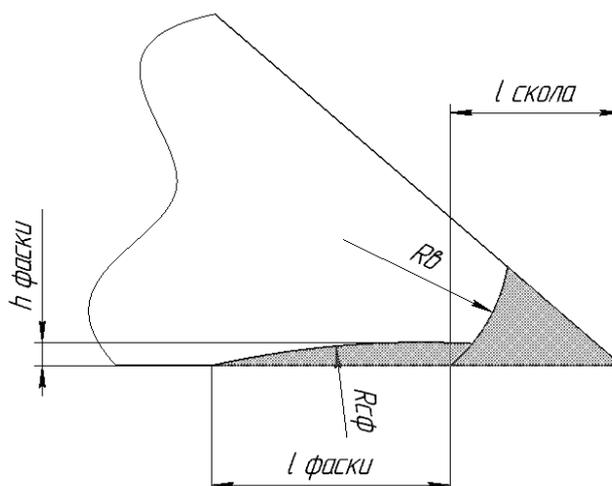


Рис. 11. Типичная картина изношенной части зубьев фрезы

### Заключение

Фрезерование сферических поверхностей деталей на повышенных скоростях резания имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционной обработкой на токарных станках с ЧПУ:

- обеспечивает снижение шероховатости сферы на наиболее ответственных её рабочих участках до  $Ra = 0,6...1,2$  мкм за счёт снижения значений круговой подачи детали;

- уменьшает деформацию срезаемого слоя в 1,5...2 раза, незначительно повышает мощность резания на рабочем ходу и обеспечивает уровень вибрации в пределах допустимых значений, что свидетельствует о благоприятных условиях резания;

- значения температуры при фрезеровании такие же, как и при точении,

однако интенсивность её нарастания выше за счёт увеличения поперечной подачи. При этом в стружку поступает около 75 % теплоты и температура нагрева поверхности детали остаётся в пределах 60...120 °С, что гарантирует неизменность структуры и фазового состава в поверхностном слое детали;

- возрастает диапазон допустимых значений фаски износа лезвия фрезы до высоты 0,2...0,4 мм и длины 2...4 мм по сравнению с 0,8...1 мм токарного резца при обеспечении требуемого качества обработанной поверхности;

- при отклонениях углового положения осей вращения фрезы и детали в пределах 15...30 мин обеспечивается высокая точность формы сферы с отклонением размера диаметра не более 0,01...0,2 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ способов обработки сферических поверхностей деталей / Н. Н. Попок [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2006. – № 12. – С. 42–45.
2. **Хмельницкий, Р. С.** Способы механической обработки наружной поверхности сферы / Р. С. Хмельницкий, Г. И. Гвоздь, В. В. Спектор // Тр. молодых специалистов Полоц. гос. ун-та. – Новополоцк : ПГУ, 2008. – Вып. 31. – С. 134–137.
3. **Попок, Н. Н.** Способы обработки сферических поверхностей деталей и технологическое оснащение для их реализации / Н. Н. Попок, Р. С. Хмельницкий, Г. И. Гвоздь // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин : материалы VII Междунар. науч.-техн. конф. : в 3 т. – Новополоцк : ПГУ, 2009. – Т. 2. – С. 315–319.
4. **Хмельницкий, Р. С.** Анализ конструкций технологического оснащения для точения выпуклых сферических поверхностей на универсальных токарных станках / Р. С. Хмельницкий, А. С. Максимчук // Тр. молодых специалистов Полоц. гос. ун-та. – Новополоцк : ПГУ, 2013. – Вып. 68. – С. 89–91.
5. **Хмельницкий, Р. С.** Анализ конструкций технологического оснащения для точения вогнутых сферических поверхностей на универсальных токарных станках / Р. С. Хмельницкий, А. С. Максимчук // Тр. молодых специалистов Полоц. гос. ун-та. – Новополоцк : ПГУ, 2013. – Вып. 68. – С. 92–94.
6. Моделирование влияния шероховатости сферической поверхности детали на выбор скорости подачи вращающегося режущего инструмента / Н. Н. Попок [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2016. – № 3. – С. 28–38.
7. The theoretical fundamentajs of high-speed milling / A. Kudelko [et. al.] // Material of junior researchers` conference, Novopolotsk, 28–29 april 2010 : in 2 p. – Novopolotsk : Polotsk State University, 2010. – P. 2, iss. 2. – P. 88–91.

*Статья сдана в редакцию 30 марта 2017 года*

**Николай Николаевич Попок**, д-р техн. наук, проф., Полоцкий государственный университет. E-mail: rorctt@mail.ru.

**Руслан Сергеевич Хмельницкий**, ст. преподаватель, Полоцкий государственный университет. E-mail: xrs@tut.by.

**Виталий Сергеевич Анисимов**, магистрант, Полоцкий государственный университет. E-mail: anisimov\_1991@list.ru.

**Галина Игоревна Гвоздь**, ассистент, Полоцкий государственный университет. E-mail: halinahvozd@mail.ru.

**Nikolay Nikolayevich Popok**, DSc (Engineering), Prof.. Polotsk State University. E-mail: rorctt@mail.ru.

**Ruslan Sergejevich Hmelnicky**, senior lecturer, Polotsk State University. E-mail: xrs@tut.by.

**Vitali Sergejevich Anisimov**, MSc student, Polotsk State University. E-mail: anisimov\_1991@list.ru.

**Galina Igorevna Gvozd**, assistant lecturer, Polotsk State University. E-mail: halinahvozd@mail.ru.

УДК 621.83.06

*И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова, А. П. Прудников, М. В. Разгонов*

## СФЕРИЧЕСКИЕ РОЛИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ: РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

UDC 621.83.06

*I. S. Sazonov, M. E. Lustenkov, E. S. Lustenkova, A. P. Prudnikov, M. V. Razgonov*

## SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS: STRENGTH CALCULATION

### **Аннотация**

Рассмотрены алгоритмы проектного и проверочного расчетов основных элементов сферических роликовых передач: роликов, сферических кулачков и генератора. Приведена схема исследуемой передачи и описан принцип ее работы. Критериями работоспособности определены контактная прочность и сопротивление сдвигу. Получены зависимости и формула для вычисления радиуса сферического участка ролика, контактирующего с беговой дорожкой, обеспечивающего максимальные КПД и нагрузочную способность. Приведены результаты моделирования статического нагружения деталей передачи в системах Siemens NX и ANSYS, которые подтвердили теоретические зависимости. Определено напряженно-деформированное состояние деталей. Сформулированы рекомендации по проектированию сферических роликовых передач.

### **Ключевые слова:**

сферический механизм, механическая передача, редуктор, ролик, КПД, кулачок, прочность.

### **Abstract**

The paper deals with the algorithms for design and verification calculations of the basic elements of spherical roller transmissions: rollers, spherical cams and the generator. The scheme of the transmission under study is given and the principle of its functioning is described. Contact strength and shear strength are defined as performance criteria. The paper gives the dependencies for determining the radius of a spherical portion of the roller, which is in contact with the bearing race and provides maximum efficiency and load capacity. The results of modeling the static loading of transmission components in Siemens NX and ANSYS systems are presented and they confirm the theoretical dependencies. The stress-strain state of the components is defined. The recommendations for the design of the spherical roller transmission are proposed.

### **Key words:**

spherical mechanism, mechanical transmission, speed reducer, roller, efficiency, cam, strength.

### **Введение и постановка задачи**

Перед разработчиками современных приводных систем стоят задачи повышения их надежности, увеличения передаваемых мощностей при одновременном снижении материалоемкости. Важнейшими элементами приводов являются механические передачи. В Белорусско-Российском университете разработана сферическая роликовая передача (СРП), которая по техническим характеристикам может конкурировать с широко распрост-

раненными однорядными планетарными зубчатыми передачами, сконструированными по схеме 2К-Н в диапазоне передаточных отношений 2...15 для передачи мощностей до 5 кВт. К настоящему времени проведен структурный анализ СРП [1], исследована ее кинематика, разработана методика силового анализа. Установлены критерии работоспособности СРП: контактная прочность поверхностей роликов и беговой дорожки, образованной сферическими

кулачками, и сопротивление сдвигу (срезу) материала ролика.

Целью работы являлась разработка основ расчета деталей СРП на прочность, определение одного из главных геометрических параметров передачи – радиуса (диаметра) сферической поверхности роликов и сравнение полученных результатов теоретических исследований с результатами компьютерного моделирования и анализа напряженно-деформированного состояния основных деталей СРП с помощью метода конечных элементов.

### Конструкция и принцип работы СРП

Схема передачи показана на рис. 1. Конструкция СРП включает ведущий 1 и ведомый 2 валы. На наклонном участке 5 ведущего вала 1 установлен генератор 6. Генератор, как правило, фиксируется на валу с помощью подшипников

качения и имеет возможность независимого вращения. На наружной поверхности генератора в отверстиях с равным шагом размещены ролики 4 с выступами (консольными участками) сферической формы. Ролики взаимодействуют с периодической замкнутой беговой дорожкой 7, образованной двумя сферическими торцовыми кулачками, установленными в корпусе 3.

При работе СРП скорость вращения генератора относительно оси передачи снижается в  $(1 + Z)$  раз по сравнению со скоростью вращения ведущего вала, где  $Z$  – число периодов (волн) корпусной беговой дорожки. Для передачи движения с генератора на ведомый вал в конструкции механизма предусмотрен механизм 8, который может быть выполнен в виде угловой муфты, сдвоенного карданного шарнира (см. рис. 1) и т. д.

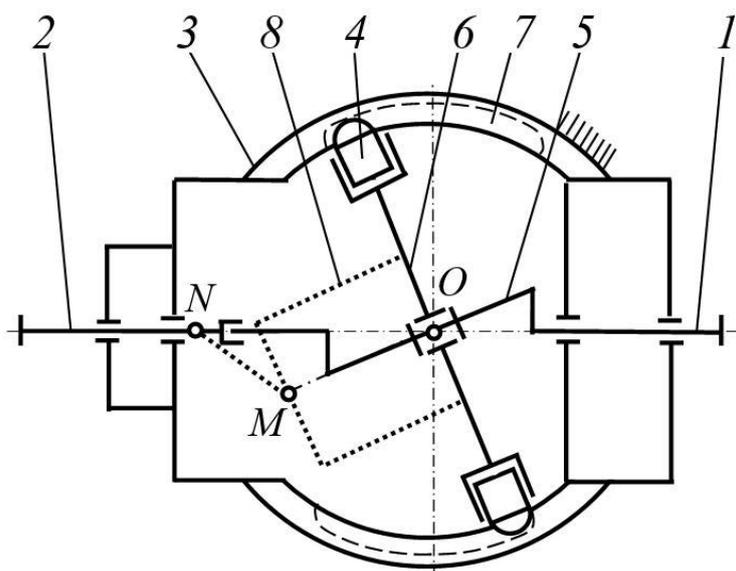


Рис. 1. Кинематическая схема СРП: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – корпус; 4 – ролики; 5 – эксцентрик; 6 – генератор; 7 – замкнутая периодическая беговая дорожка; 8 – механизм съема вращения с генератора на ведомый вал

По кинематическим параметрам СРП аналогична однорядной планетарной зубчатой передаче, спроектированной по схеме 2К-Н с ведущим центральным солнечным колесом внешнего

зацепления и ведомым водилом. При определении передаточного отношения функцию чисел зубьев неподвижного (коронного) колеса выполняет число периодов беговой дорожки, число зубь-

ев центрального солнечного колеса равно единице. Дополнительно введенные в структурную схему СРП степени подвижности (вращение роликов в отверстиях генератора относительно собственных осей) позволяют снизить потери мощности, частично заменив скольжение роликов относительно беговой дорожки качением. Увеличенное число параллельных потоков передачи мощности, равное числу роликов, приводит к более эффективному использованию материала деталей, снижению материалоемкости, размеров передачи и привода в целом. К дополнительным преимуществам СРП относят соосность и уравновешенность на фундаменте.

### Критерии прочности СРП

Основными критериями прочности СРП являются контактная прочность роликов, взаимодействующих с корпусной беговой дорожкой, и прочность роликов на сдвиг (срез). Контактная прочность поверхностей оценивается с помощью преобразованной формулы Герца для определения максимальных контактных напряжений  $\sigma_{Hj}$  для взаимодействия тела со сферической поверхностью с радиусом  $r_s$  и поверхностью кольцевого паза с радиусом профиля  $R_p$  [2, с. 532].

$$\sigma_H = \frac{\xi_q}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3P\Sigma\rho^2}{2(\theta_1 + \theta_2)^2}}, \quad (1)$$

где  $\xi_q$  – коэффициент, зависящий от отношения  $\Omega$ , учитывающего разность кривизн контактирующих поверхностей;  $P$  – максимальное значение силы прижатия сферы к поверхности паза;  $\Sigma\rho$  – сумма главных кривизн соприкасающихся тел;  $\theta_1$  и  $\theta_2$  – коэффициенты, зависящие от свойств материалов контактирующих тел.

$$\theta_{1(2)} = \frac{1 - \mu_{1(2)}^2}{E_{1(2)}}, \quad (2)$$

где  $\mu_{1(2)}$  – коэффициент Пуассона материала тела качения (1) и беговой дорожки (2) соответственно;  $E_{1(2)}$  – модуль упругости. Для стальных деталей  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

Сумма главных кривизн взаимодействующих тел [3]

$$\Sigma\rho = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}}, \quad (3)$$

где  $r_{11}$ ,  $r_{12}$ ,  $r_{21}$ ,  $r_{22}$  – радиусы кривизн соприкасающихся тел (рис. 2).

Для СРП  $r_{11} = r_{12} = r_s$ ,  $r_{21} = R_p = r + \Delta r_s$ ,  $r_{22} = R + r_s$ , где  $R$  – радиус сферической поверхности, на которой располагаются траектории движения центров сферических участков тел качения СРП;  $\Delta r_s$  – величина, на которую радиус профиля беговой дорожки превышает радиус тела качения (сферического выступа ролика).

Принимая во внимание то, что слагаемые с радиусами охватывающих поверхностей подставляются со знаком «-», получим

$$\Sigma\rho = \frac{2}{r_s} - \frac{1}{r_s + \Delta r_s} - \frac{1}{R + r_s}. \quad (4)$$

Отношение, учитывающее разность кривизны контактирующих поверхностей,

$$\begin{aligned} \Omega &= \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})}{\Sigma\rho} = \\ &= \frac{\frac{1}{r_s + \Delta r_s} - \frac{1}{R + r_s}}{\Sigma\rho}. \end{aligned} \quad (5)$$

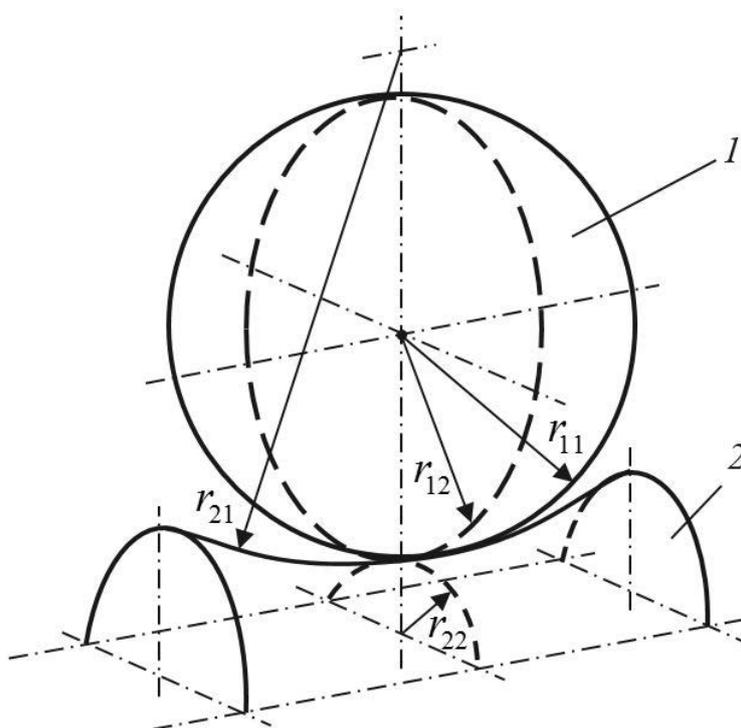


Рис. 2. Схема контакта тела качения (1) и беговой дорожки (2)

После преобразований для стальных деталей выражение (1) запишется в виде

$$\sigma_H = 863,6 \xi_{\xi_q} \sqrt[3]{N_{3m} \sum \rho^2}, \quad (6)$$

$$N_{3m} = \frac{T_2 \cdot K_{fs}}{R \cdot n \cdot \sin \left( \arctg \left( \frac{2A \cdot Z}{\pi \cdot R} \right) - \arctg(f) \right) \cos \left( \frac{A}{R} \right) K_p \cdot K_n \cdot \cos \left( \frac{\pi}{4} \right)}, \quad (7)$$

где  $T_2$  – момент на ведомом валу передачи;  $A$  – амплитуда центральной кривой кулачковых профилей, образующих беговую дорожку;  $Z$  – число периодов беговой дорожки;  $n$  – число роликов, равное передаточному отношению СРП ( $n = Z + 1$ );  $f$  – приведенный коэффициент трения;  $K_p$  – коэффициент, учитывающий геометрические параметры беговой дорожки и наличие участков, где тела качения не передают нагрузку;  $K_n$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам (зависит от точности изготовления дета-

где  $N_{3m}$  – величина нормальной реакции, определенная по результатам силового анализа СРП.

лей);  $K_{fs}$  – коэффициент, учитывающий расположение траекторий центров сферических выступов роликов на сферической поверхности,

$$K_{fs} = \left( 0,5 \left( 1 + \cos \left( \frac{A}{R} \right) \right) \right)^{-1}. \quad (8)$$

Коэффициент  $\xi_q$  в [2, 3] определяется по таблицам с учетом интерполирования данных. Для автоматизации расчетов данные таблиц были обработаны в системе Mathcad, построена графическая зависимость и получено урав-

нение регрессии седьмой степени

$$\xi_q = 1,017 - 0,826\Omega + 11,254\Omega^2 - 67,467\Omega^3 + 197,583\Omega^4 - 304,129\Omega^5 + 235,207\Omega^6 - 72,224\Omega^7. \quad (9)$$

Условие прочности по напряжениям сдвига (среза)

$$\tau_s = \frac{4N_{3m}}{\pi(2r_s - \delta d_s)^2} \leq [\tau_s], \quad (10)$$

где  $\tau_s$  – действующие напряжения среза;  $[\tau_s]$  – допускаемые напряжения среза;  $\delta d_s$  – разница между диаметрами сферического участка и стержня ролика.

Рассмотрим, как изменяются напряжения в контактирующих деталях СРП с параметрами  $R = 40$  мм,  $A = 5$  мм,  $r_s = 5$  мм,  $Z = 5$ ,  $\Delta r_s = 0,01$  мм,  $\delta d_s = 2$  мм с увеличением вращающего момента на ведомом валу ( $T_2 = 0 \dots 200$  Н·м) и сравним их с допускаемыми значениями. Принимаем

$f = 0,05$ . Тела качения, как и у роликовых подшипников, изготавливают из стали ШХ15 с термообработкой до твердости 65 HRC. Для кулачков, образующих беговую дорожку, изготовленных из стали 12ХН3А с цементацией до 60 HRC, предел текучести  $\sigma_T = 700$  МПа [4, табл. 2.3]. Допускаемые контактные напряжения для материала роликов и беговых дорожек определяем как для улучшенных и объемно-закаленных зубьев зубчатых передач, работающих в условиях редких или единичных пиковых нагрузок [4, табл. 2.4]:

$$[\sigma_H] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа}. \quad (11)$$

Допускаемые напряжения среза принимаем согласно рекомендациям [5] как для болтов беззазорного соединения при переменной нагрузке:

$$[\tau_s] = 0,2\sigma_T = 0,2 \cdot 700 = 140 \text{ МПа}. \quad (12)$$

Результаты анализа графически показаны на рис. 3.

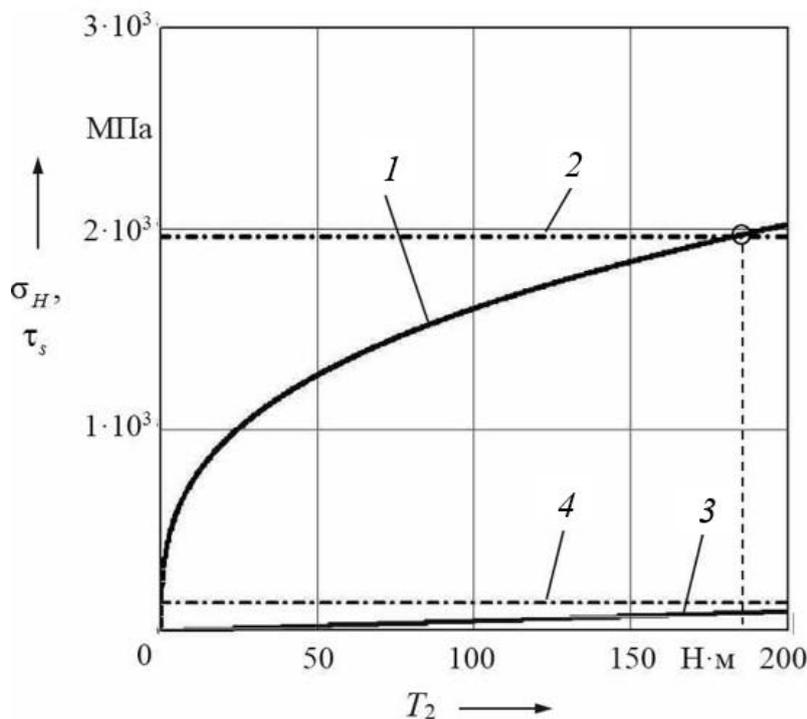


Рис. 3. Зависимость напряжений от момента на ведомом валу СРП: 1 –  $\sigma_H$ ; 2 –  $[\sigma_H]$ ; 3 –  $\tau_s$ ; 4 –  $[\tau_s]$

Очевидно, что для СРП при расчете на прочность определяющими будут максимальные контактные напряжения, т. к. превышение их допустимого значения произошло при  $T_2 = 185$  Н·м, в то время как предел по напряжениям сдвига даже при  $T_2 = 200$  Н·м не был превышен. Для наглядности результатов были рассмотрены материалы с высокой прочностью поверхности. На практике для изготовления беговых дорожек и тел качения чаще используют относительно недорогую улучшенную сталь 40Х. Принимая во внимание то, что для указанной стали при твердости поверхности 260...280 НВ предел текучести также  $\sigma_T = 360$  МПа, результаты вычислений будут аналогичны полученным ранее.

При проведении проверочных прочностных расчетов необходимо учесть также напряжения смятия  $\sigma_{см}$ , возникающие в материале генератора в зонах контакта со стержнями роликов. Условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{N_{3m}}{d_{st} \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (13)$$

где  $d_{st}$  – диаметр стержня ролика,  $d_{st} = 2r_s - \delta d_s$ ;  $l_p$  – рабочая длина стержня ролика, контактирующая с генератором;  $[\sigma_{см}]$  – допустимые напряжения смятия.

### Определение минимального радиуса ролика

На этапе проектирования передачи необходимо определить радиус наружной поверхности ролика. Выразим его формулы (6), заменив при этом действующие контактные напряжения  $\sigma_H$  их допустимыми значениями  $[\sigma_H]$ . Для упрощения расчетов было принято

следующее:  $\Delta r_s = 0$ ,  $K_p = 0,853$ ,  $K_n = 0,9$ . Минимальное значение радиуса сферической поверхности ролика, исходя из условия обеспечения контактной прочности,

$$r_{s\min} = 0,5 \sqrt{R^2 + 28620R \cdot N_{3m}^{\frac{1}{2}} \cdot [\sigma_H]^{\frac{3}{2}}} - \frac{R}{2}. \quad (14)$$

Данное уравнение представляет собой одно из решений (корень) квадратного уравнения. Зависимость радиуса тела качения от нагрузки не является линейной (рис. 4).

Оптимальные значения амплитуды  $A$  и радиуса  $R$  по критерию максимального КПД определяются из решения системы кинетостатического равновесия одного тела качения.

Следует учесть, что увеличение радиуса сферического выступа ролика  $r_s$  приводит к уменьшению участков беговых дорожек, на которых тела качения передают нагрузку, т. к. коэффициент перекрытия

$$K_p = 1 - \frac{2Z \cdot r_s}{\pi \cdot R} \sin \left( \arctg \left( \frac{2A \cdot Z}{\pi \cdot R} \right) \right). \quad (15)$$

Принимая во внимание данное обстоятельство, необходимо выражение (15) подставить в формулу (7), а полученное выражение – в зависимость (8). При этом вычисление минимального радиуса  $r_s$ , с учетом замены действующих контактных напряжений на допустимые, приобретает более сложный характер. Полученный результат незначительно отличается от значения  $r_s$ , вычисленного при принятом  $K_p = 0,853$ . Поэтому в инженерных расчетах при параметрах СРП, близких к рассматриваемым ранее, можно использовать формулу (14) как более простую.

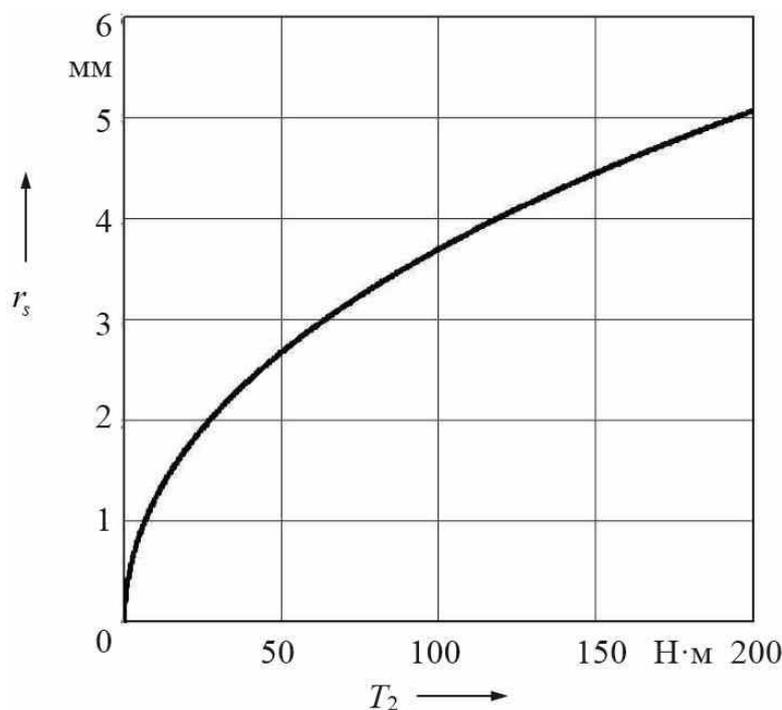


Рис. 4. К определению минимального радиуса сферической поверхности ролика

#### **Анализ напряженно-деформированного состояния элементов СРП**

Анализ нагруженности основных элементов передачи с помощью метода конечных элементов (МКЭ) проводился в системе ANSYS, моделирование осуществлялось в системе Siemens NX [6]. Перед расчетом МКЭ исследуемой передачи было произведено упрощение ее 3D-модели с целью оптимизации создаваемой конечно-элементной сетки для деталей передачи. Из модели были удалены элементы, не влияющие на расчет прочности основных узлов передачи, в частности фаски, некоторые отверстия, резьбовые элементы и т. д. Был установлен подвижный тип контакта деталей с отсутствием трения. Для генерируемой конечно-элементной сетки в зоне контакта роликов с кулачками, образующими многопериодную дорожку, была увеличена плотность элементов.

В качестве крайних условий были заданы нагрузка на генераторе в виде момента 200 Н·м и фиксация кулачков, образующих многопериодную беговую

дорожку. В качестве материала для деталей передачи принималась сталь 40Х, термообработка – улучшение, полученная твердость деталей передачи – 300 НВ.

На рис. 5 показана конструкция передачи с наложенной конечно-элементной сеткой и крайними условиями: для лучшего визуального представления передачи отсутствует один из кулачков, образующих многопериодную беговую дорожку.

На рис. 6 отображены результаты расчета контактных напряжений, возникающих при взаимодействии роликов с многопериодной беговой дорожкой. По приведенным на рис. 6 визуальным результатам можно также оценить пятно контакта ролика с кулачками, образующими многопериодную беговую дорожку.

На рис. 7 представлен результат расчета напряжений среза, возникающих в опасном сечении ролика при его взаимодействии с многопериодной беговой дорожкой (в плоскости перехода цилиндрической части ролика в сферическую).

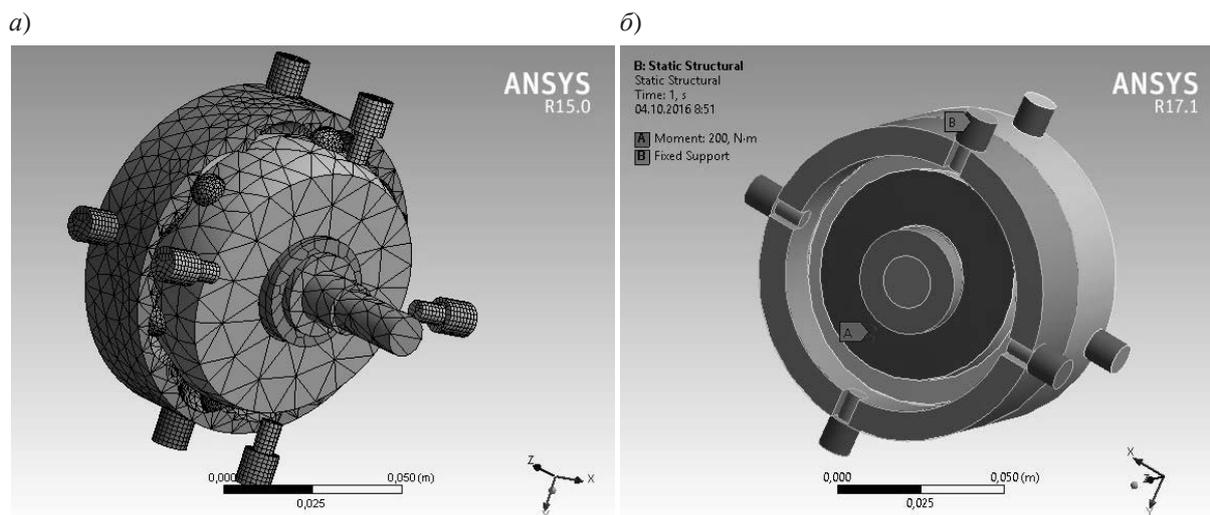


Рис. 5. Передача: а – с наложенной конечно-элементной сеткой; б – с установленными краевыми условиями

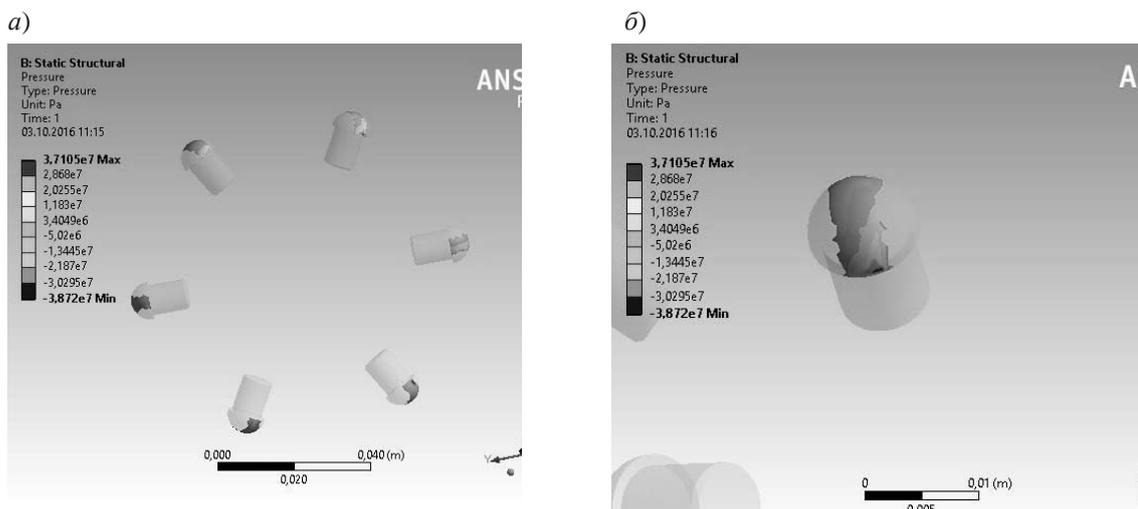


Рис. 6. Расчет контактных напряжений для роликов

Проверка с помощью МКЭ полученных в ходе прочностного анализа зависимостей доказала их адекватность (расхождение значений напряжений не превысило 5 %).

### Заключение

Сферические роликовые передачи имеют низкую материалоемкость и кинематические параметры, аналогичные параметрам однорядных планетарных зубчатых передач, сконструированных по схеме 2К-Н и широко применяемых

в промышленности. При этом СРП имеют большее число потоков мощности, соответственно, теоретически большую нагрузочную способность при одинаковых габаритах и передаточных отношениях. Так, например, при передаточном отношении  $i = 9$  в исследуемой передаче будет девять параллельных потоков мощности (число потоков равно числу тел качения и передаточному отношению), в то время как в зубчатой планетарной передаче таких потоков будет три (число потоков равно числу сателлитов и не превышает пяти).

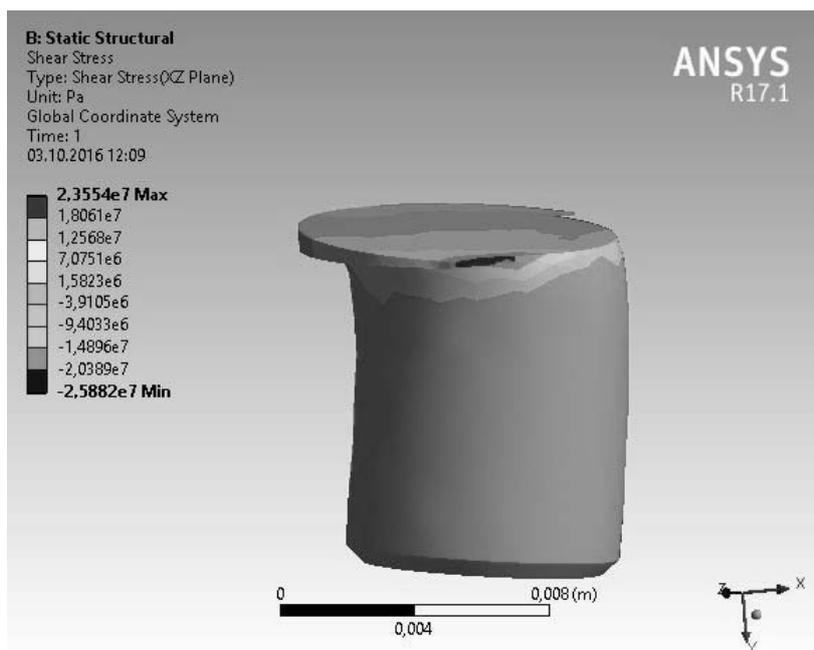


Рис.7. Расчет напряжений среза для роликов

Это позволяет разрабатывать на основе СРП малогабаритные редукторные узлы с высокой нагрузочной способностью.

Установлено, что для СРП при прочностных расчетах определяющими будут являться контактные напряжения, возникающие при взаимодействии ролика и беговой дорожки, в отличие от передач цилиндрического типа с составными роликами, где наибольшее значение имеют максимальные напряжения смятия, возникающие между

элементами тела качения [7]. Получены аналитические зависимости для определения действующих напряжений и формула для вычисления минимального радиуса сферического выступа ролика. Зависимости геометрических параметров от силовых факторов, действующих на СРП, позволяют проводить проектные и проверочные расчеты, а также оптимизацию геометрии передачи по критериям максимального передаваемого момента и КПД.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Сферическая передача с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Современные проблемы машиностроения : тез. докл. XI Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. П. О. Сухому), Гомель, 20–21 окт. 2016 г. ; под общ. ред. С. И. Тимошина. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 226 с. : ил. – С. 38–39.
2. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с. : ил.
3. **Черменский, О. Н.** Подшипники качения : справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с. : ил.
4. **Лустенков, М. Е.** Практикум по основам проектирования и деталям машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.
5. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.: ил.

6. NX для проектирования // Официальный сайт компании Siemens PLM Software [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.plm.automation.siemens.com/ru\\_ru/products/nx/for-design/index.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/nx/for-design/index.shtml). – Дата доступа: 01.02.2017.

7. **Lustenkov, M. E.** Planetary Ball Transmissions : Strength Calculations / М. Е. Lustenkov // Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30, №. 9. – P. 862–866.

*Статья сдана в редакцию 15 марта 2017 года*

**Игорь Сергеевич Сазонов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

**Михаил Евгеньевич Лустенков**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [lustenkov@yandex.ru](mailto:lustenkov@yandex.ru).

**Екатерина Сергеевна Лустенкова**, маркетолог, Белорусско-Российский университет.

**Александр Петрович Прудников**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

**Максим Викторович Разгонов**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Igor Sergeevich Sazonov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

**Mikhail Evgenyevich Lustenkov**, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: [lustenkov@yandex.ru](mailto:lustenkov@yandex.ru).

**Ekaterina Sergeevna Lustenkova**, marketer, Belarusian-Russian University.

**Alexander Petrovich Prudnikov**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.

**Maxim Victorovich Razgonov**, student, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3

*В. П. Тарасик*

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

*V. P. Tarasik*

## SIMULATION OF THE MECHATRONIC SYSTEM FOR FRICTION CLUTCHES CONTROL DURING GEAR CHANGE IN AUTOMOBILE AUTOMATIC TRANSMISSION

### **Аннотация**

Приведены математическая модель мехатронной системы управления и результаты моделирования переходных характеристик системы в процессе управления фрикционами автоматической трансмиссии. Выполнено исследование влияния параметров системы управления на показатели качества переходных процессов. Приведены графики переходных характеристик и раскрыты их существенные особенности.

### **Ключевые слова:**

мехатронная система управления, автоматическая трансмиссия, фрикцион, математическая модель, динамическая модель, переходная характеристика, показатели качества переходного процесса.

### **Abstract**

The paper gives the mathematical model of the mechatronic control system and the results of modeling transient characteristics of the system in the process of friction clutches control in the automatic transmission. The influence of the control system parameters on the quality indicators of transient processes has been studied. The diagrams of transient characteristics are given and their essential features are shown.

### **Key words:**

mechatronic control system, automatic transmission, friction, mathematical model, dynamic model, transient characteristic, quality indicators of transient processes.

Автоматические трансмиссии автомобилей наиболее часто создаются на основе гидромеханических либо преселекторных механических коробок передач, осуществляющих ступенчатое преобразование параметров потока энергии, передаваемой от двигателя к ведущим колёсам (вращающего момента и угловой скорости), посредством автоматического переключения передач [1]. В качестве исполнительных механизмов системы переключения передач используются фрикционы. Для управления фрикционами применяют мехатронные

автоматические системы [2].

На рис. 1 представлена функциональная схема мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) фрикционами коробки передач. Система включает в себя электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК) и микропроцессорный контроллер управления автоматической трансмиссией. В состав системы входят следующие элементы: задающий элемент ЗЭ; преобразующий элемент ПЭ; широтно-импульсный модулятор ШИМ контроллера управления; пропорциональ-

ный электромагнит ПЭМ, содержащий обмотку ОЭМ, магнитопровод и якорь ЯЭМ; регулятор давления рабочей

жидкости РД; регулятор-распределитель РР; гидроцилиндр ГЦ фрикциона Ф [3].

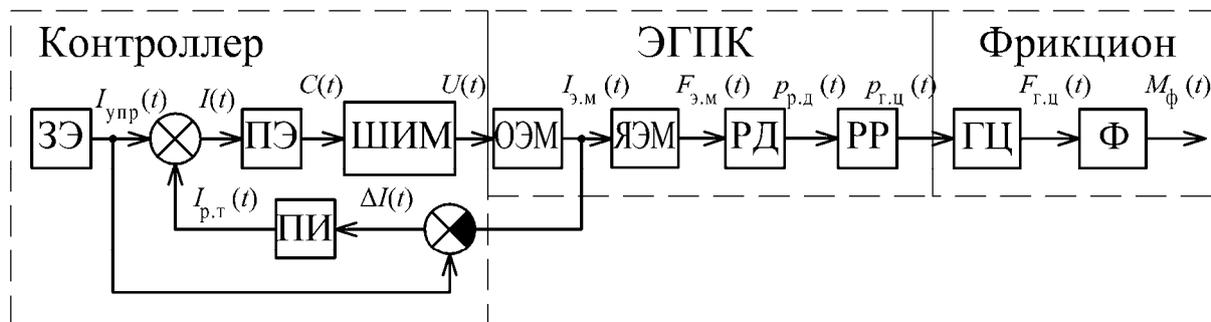


Рис. 1. Функциональная схема МСАУ

Контроллер определяет оптимальные условия и своевременность осуществления переключения передач и формирует характеристику управления фрикционом, реализуемую на выходе задающего элемента ЗЭ в виде характеристики изменения во времени тока управления  $I_{упр}(t)$ . Элемент ПЭ преобразует эту характеристику в дискретный сигнал. Величина скважности  $C(t)$  сигнала формируется ШИМ на его выходе. Скважность сигнала ШИМ определяет среднюю величину напряжения  $U(t)$ , подаваемого на обмотку электромагнита ОЭМ. В результате под действием создаваемого магнитного потока в магнитопроводе возникает сила воздействия на якорь ЭМ  $F_{э.м}(t)$ , пропорциональная силе тока в обмотке  $I_{э.м}(t)$ . Якорь ЭМ через шток непосредственно оказывает воздействие на запорно-регулирующий орган регулятора давления РД, вследствие чего на его выходе формируется сигнал давления рабочей жидкости  $p_{р.д}(t)$ , величина которого пропорциональна силе тока в обмотке ЭМ  $I_{э.м}(t)$ .

Назначение регулятора-распределителя заключается в усилении мощно-

сти потока рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона ГЦ в процессе его включения. После заполнения гидроцилиндра характеристика давления рабочей жидкости в его полости  $p_{г.ц}(t)$ , поддерживаемая РР, несколько отличается от давления  $p_{р.д}(t)$ , но изменяется практически пропорционально силе тока в обмотке ЭМ  $I_{э.м}(t)$ . Для поддержания требуемой характеристики тока ЭМ  $I_{э.м}(t)$  в контроллере предусмотрен регулятор, обеспечивающий пропорционально-интегральный закон управления величиной тока (ПИ-регулятор).

На выходе ПИ-регулятора формируется сигнал  $I_{р.т}(t)$ . Получаемый выходной сигнал ПИ-регулятора  $I_{р.т}(t)$  складывается с сигналом управления  $I_{упр}(t)$  и их сумма  $I(t) = I_{упр}(t) + I_{р.т}(t)$  поступает на вход ПЭ. В результате происходит корректировка напряжения  $U(t)$  на выходе ШИМ, что позволяет обеспечивать поддержание требуемой характеристики регулирования давления  $p_{р.д}(t)$ . Более подробно процесс функционирования МСАУ изложен в [2, 3].

При проектировании механизмов МСАУ ставится задача достижения оптимальных показателей качества и эффективности функционирования системы управления фрикционами автоматической коробки передач. Для этого необходимо выявить влияние на данные показатели структуры и параметров всех основных механизмов системы управления. Решение этой проблемы

возможно на основе математического моделирования.

На рис. 2 приведена динамическая модель МСАУ, регулятор давления которой выполнен с запорно-регулирующим органом шарового типа, а регулятор-распределитель – золотникового типа с дифференциальным золотником. Такая структура МСАУ используется на многих мобильных машинах.

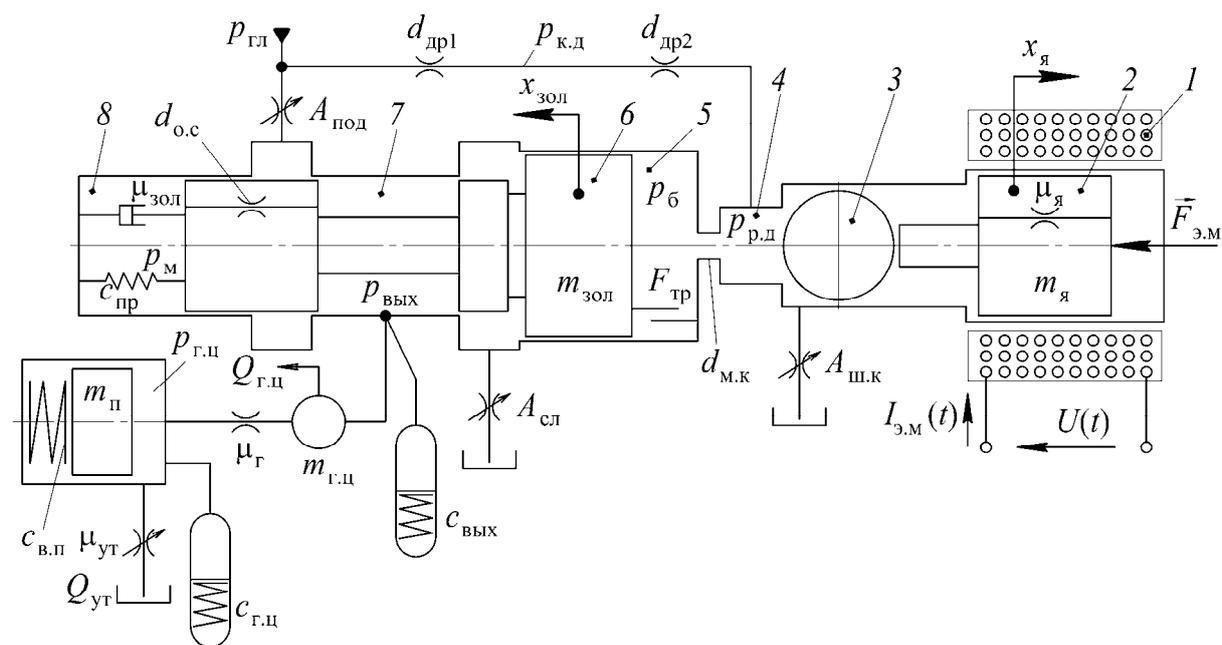


Рис. 2. Динамическая модель МСАУ

При разработке динамической модели учтены важнейшие физические свойства всех компонентов МСАУ – регулятора давления, регулятора-распределителя, системы питания исполнительного гидроцилиндра фрикциона, осуществляющего сжатие пакета фрикционных дисков усилием  $F_{г.ц}(t)$  при его включении и регулировании в нём давления в процессе переключения передачи.

Для включения передачи на обмотку электромагнита 1 подаётся напряжение  $U(t)$ , характеристику которого формирует ШИМ контроллера по соот-

ветствующему алгоритму. На якоре электромагнита 2 возникает усилие  $F_{э.м}(t)$ , пропорциональное току  $I_{э.м}(t)$ , передаваемое на шаровый запорно-регулирующий орган 3 регулятора давления. Шарик 3 совместно с якорем 2 перемещается к своему седлу, уменьшая площадь отверстия слива  $A_{ш.к}$  (площадь регулируемого дросселя). В результате в рабочей полости регулятора 4 устанавливается давление  $p_{р.д}$ , уравновешивающее усилие якоря:  $F_{э.м} = p_{р.д} A_c$ , где  $A_c$  – площадь седла шарового затвора регулятора.

Расход рабочей жидкости на слив из регулятора давления зависит от диаметров дросселей  $d_{др1}$  и  $d_{др2}$ , расположенных в канале подвода, и от их количества, но практически не зависит от размеров запорно-регулирующего органа (диаметров шара и его седла). Характеристики шарового регулятора давления приведены в [3, 4]. Во включённом состоянии управляемой передачи шарик 3 прижат усилием электромагнита к сед-

лу, и расход на слив отсутствует.

Рабочая полость 4 регулятора давления межкамерным дросселем  $d_{м.к}$  связана с полостью управления 5 регулятора-распределителя. В золотнике 6 выполнен дроссель обратной связи  $d_{о.с}$  [2].

На основе динамической модели МСАУ составлена система дифференциальных уравнений, описывающих процесс её функционирования:

$$\left. \begin{aligned} dI_{\text{э.м}}/dt &= (U - R_{\text{э.м}} I_{\text{э.м}})/L_{\text{э.м}}; \\ dv_{\text{я}}/dt &= (A_{\text{с}} p_{\text{р.д}} - A_{\text{э.м}} I_{\text{э.м}} - B_{\text{э.м}} I_{\text{э.м}} x_{\text{я}} - \mu_{\text{я}} v_{\text{я}})/m_{\text{я}}; \\ dv_{\text{зол}}/dt &= \left[ \begin{aligned} &A_{\text{б}}(p_{\text{р.д}} - k_{\text{м.к}} v_{\text{зол}}^2) - A_{\text{м}}(p_{\text{вых}} + k_{\text{о.с}} v_{\text{зол}}^2) - F_{\text{пр0}} - c_{\text{пр}} x_{\text{зол}} \\ &- \mu_{\text{зол}} v_{\text{зол}} - F_{\text{тр}} \text{sign } v_{\text{зол}} \end{aligned} \right] / m_{\text{зол}}; \\ dQ_{\text{г.ц}}/dt &= [p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - (\mu_{\text{г.л}} + \mu_{\text{г.н}} |Q_{\text{г.ц}}|) Q_{\text{г.ц}}] / m_{\text{г.ц}}; \\ dp_{\text{г.ц}}/dt &= c_{\text{г.ц}} (Q_{\text{г.ц}} - Q_{\text{ут}}); \\ dp_{\text{вых}}/dt &= c_{\text{вых}} (Q_{\text{ш}} + A_{\text{м}} v_{\text{зол}} - Q_{\text{г.ц}}); \\ dx_{\text{я}}/dt &= v_{\text{я}}; \\ dx_{\text{зол}}/dt &= v_{\text{зол}}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения параметров и переменных:  $L_{\text{э.м}}$ ,  $R_{\text{э.м}}$  – индуктивность и активное сопротивление обмотки электромагнита, Гн, Ом;  $v_{\text{я}}$ ,  $v_{\text{зол}}$  – скорости перемещений якоря электромагнита и золотника, м/с;  $m_{\text{я}}$ ,  $m_{\text{зол}}$  – массы якоря и золотника, кг;  $\mu_{\text{я}}$ ,  $\mu_{\text{зол}}$  – коэффициенты демпфирования колебаний якоря и золотника, Н·с/м;  $A_{\text{с}}$  – площадь седла шарового затвора регулятора давления, м<sup>2</sup>;  $A_{\text{э.м}}$ ,  $B_{\text{э.м}}$  – коэффициенты характеристики пропорционального электромагнита, Н/А, Н/(м·А);  $A_{\text{б}}$ ,  $A_{\text{м}}$  – площади большого и малого поясков золотника, м<sup>2</sup>;  $k_{\text{о.с}}$ ,  $k_{\text{м.к}}$  – коэффициенты гидравлических сопротивлений дросселя обратной связи и межкамерного дроссе-

ля, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $F_{\text{пр0}}$  – усилие пружины регулятора-распределителя в исходном положении золотника, Н;  $c_{\text{пр}}$  – коэффициент жёсткости пружины, Н/м;  $F_{\text{тр}}$  – сила сухого трения золотника, Н;  $m_{\text{г.ц}}$  – коэффициент гидравлической массы в магистрали подачи к гидроцилиндру, кг/м<sup>4</sup>;  $Q_{\text{г.ц}}$ ,  $Q_{\text{ут}}$  – расход жидкости в магистрали подачи к гидроцилиндру и утечки из неё, м<sup>3</sup>/с;  $p_{\text{вых}}$ ,  $p_{\text{г.ц}}$  – давления на выходе регулятора-распределителя и в гидроцилиндре, Па;  $\mu_{\text{г.л}}$ ,  $\mu_{\text{г.н}}$  – коэффициенты линейного и нелинейного гидравлических сопротивлений магистрали, Н·с/м<sup>5</sup>, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>8</sup>;  $c_{\text{вых}}$ ,  $c_{\text{г.ц}}$  – коэффициенты гидравлических жёсткостей упругих элементов на

выходе регулятора-распределителя и в гидроцилиндре, Н/м<sup>5</sup>;  $Q_{\text{щ}}$  – расход через дросселирующие щели золотникового клапана, м<sup>3</sup>/с.

Для вычисления  $Q_{\text{щ}}$  предложены следующие выражения:

Для вычисления  $Q_{\text{щ}}$  предложены следующие выражения:

$$Q_{\text{щ}} = \begin{cases} Q_{\text{под}} = [x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол}0} + \Delta_{\text{п}} / 2)]k_Q & \text{при } x_{\text{зол}} > (x_{\text{зол}0} + \Delta_{\text{п}} / 2); \\ Q_{\text{сл}} = [x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол}0} - \Delta_{\text{п}} / 2)]k_Q & \text{при } x_{\text{зол}} < (x_{\text{зол}0} - \Delta_{\text{п}} / 2); \\ Q_{\text{щ}} = 0 & \text{в иных случаях,} \end{cases} \quad (2)$$

где  $Q_{\text{под}}$  – подача рабочей жидкости через напорную щель  $A_{\text{под}}$  к регулятору-распределителю, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{сл}}$  – слив жидкости через сливную щель  $A_{\text{сл}}$ , м<sup>3</sup>/с;  $x_{\text{зол}0}$  – координата среднего положения золотника при перекрытых дросселирующих щелях, м;  $\Delta_{\text{п}}$  – величина перекрытия дросселирующих щелей золотником, м.

ходные характеристики воспроизводились путем ступенчатого изменения управляющего сигнала – напряжения  $U$  на выходе ШИМ. При этом было принято начальное значение координаты якоря электромагнита  $x_{\text{я}0} = 0,04$  мм, а конечное –  $x_{\text{як}} = 0,03$  мм. Для получения начальных условий интегрирования уравнений (1) решается система алгебраических уравнений

Давление регулятора  $p_{\text{р.д}}$  представляет собой сложную нелинейную функцию перемещения  $x_{\text{я}}$  якоря электромагнита. График её получен и приведен в [4]. При моделировании процесса функционирования МСАУ использовалась аппроксимация характеристики давления регулятора  $p_{\text{р.д}}$  полиномом шестого порядка

$$\left. \begin{aligned} U - R_{\text{эм}}I_{\text{эм}} &= 0; \\ A_{\text{с}}p_{\text{р.д}0} - A_{\text{эм}}I_{\text{эм}} - B_{\text{эм}}I_{\text{эм}}x_{\text{я}0} &= 0; \\ A_{\text{б}}p_{\text{р.д}0} - A_{\text{м}}p_{\text{вых}} - F_{\text{пр}0} - c_{\text{пр}}x_{\text{зол}} &= 0; \\ p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - (\mu_{\text{г.л}} + \mu_{\text{г.н}}Q_{\text{ут}})Q_{\text{ут}} &= 0; \\ (x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол}0} + \Delta_{\text{п}} / 2))k_Q - Q_{\text{ут}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$p_{\text{р.д}} = \sum_{n=0}^N b_n x_{\text{я}}^n, \quad (3)$$

где  $x_{\text{я}}$  – координата якоря, отсчитываемая от положения шарика на его седле, м;  $b_n$  – коэффициенты полинома.

где  $p_{\text{р.д}0}$  – давление регулятора, соответствующее координате якоря  $x_{\text{я}0}$ .

Разработанная математическая модель использована для исследования влияния параметров механизмов МСАУ на показатели качества переходных процессов. Критериями качества приняты время переходного процесса  $t_{\text{п}}$  и перерегулирование  $\sigma$ . Эти параметры определялись для перемещения золотника  $x_{\text{зол}}$  и давления на выходе из регулятора-распределителя  $p_{\text{вых}}$ . Пере-

На рис. 3, а–г показаны графики переходных характеристик основных фазовых переменных, наиболее ярко иллюстрирующих происходящие процессы в механизмах МСАУ при управлении фрикционными автоматической трансмиссии.

Показатели качества процесса управления  $t_{\text{п}}$  и  $\sigma$  определяются по графикам переходных характеристик [5, 6]. Для этого на графиках проводят линии коридора стабилизации, при вхождении в который исследуемой характеристики переходный процесс считается законченным. Ширину коридора стабилиза-

ции  $i$ -й характеристики  $\Delta_{ki}$  можно найти следующим образом:

$$\Delta_{ki} = 0,05|x_{i,k} - x_{i0}| = 0,05\Delta x_i, \quad (5)$$

где  $x_{i0}$ ,  $x_{i,k}$  – начальное и конечное установившиеся значения координаты  $x_i$  соответственно.

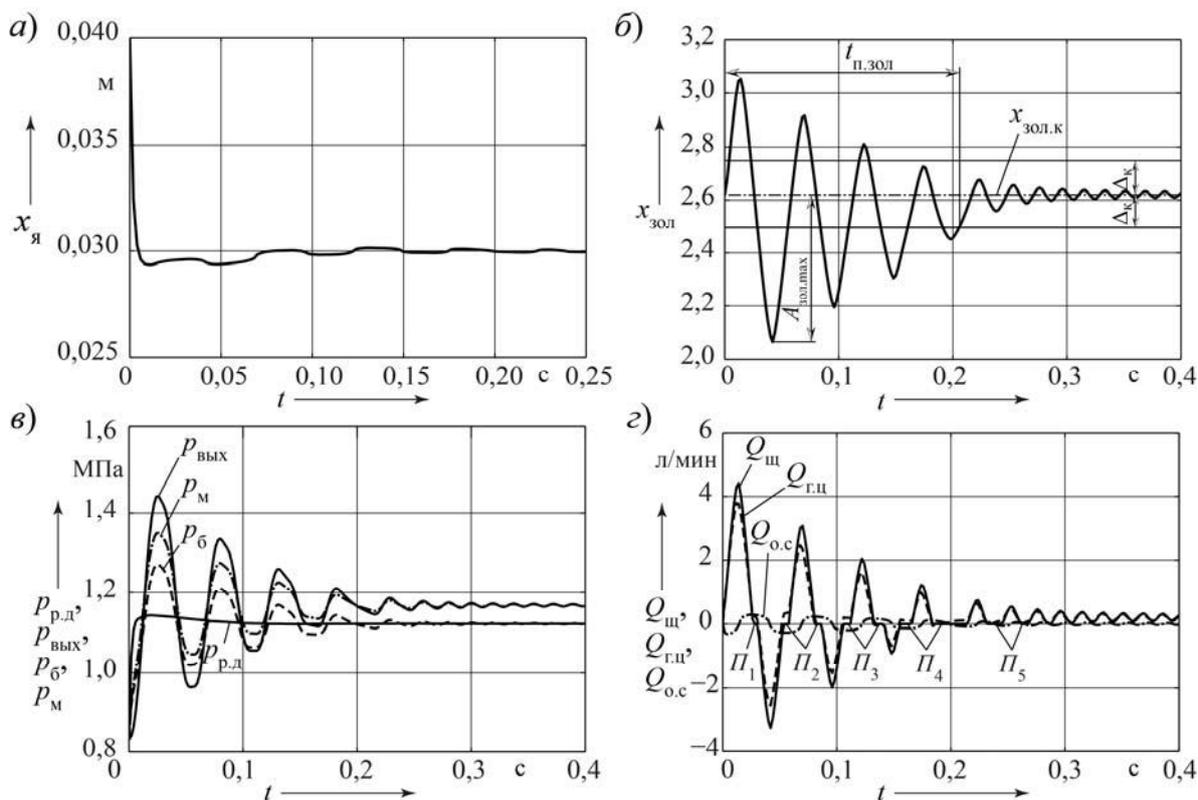


Рис. 3. Графики переходных характеристик МСАУ

Время переходного процесса  $t_{\text{п}i}$  определяется моментом последнего пересечения графиком линий коридора стабилизации и характеризует быстродействие системы управления. Перерегулирование можно найти по формуле

$$\sigma_i = 1 + \frac{A_{i \max}}{\Delta x_i}, \quad (6)$$

где  $A_{i \max}$  – максимальная амплитуда координаты  $x_i$ , измеряемая относительно  $x_{i,k}$ .

Если  $\Delta x_i$  значительно меньше  $|x_{i,k}|$  или равно нулю, тогда вместо  $\Delta x_i$  в формулах (5) и (6) принимают  $|x_{i,k}|$ .

При ступенчатом скачкообразном изменении напряжения  $U$  на выходе ШИМ ток в обмотке электромагнита от начального значения  $I_{\text{э},m0}$  практически мгновенно возрастает по аperiodической кривой до конечного значения  $I_{\text{э},m,k}$ , что обусловлено очень малой индуктивностью  $L_{\text{э},m}$ , характеризующей инерционность электромагнита. Соответственно изменению тока  $I_{\text{э},m}$  происходит перемещение якоря электромагнита  $x_я$  (рис. 3, а). Перерегулирование координаты  $x_я$  незначительное, и переходный процесс быстро затухает.

На рис. 3, б представлен график переходной характеристики перемеще-

ния золотника  $x_{\text{зол}} = f(t)$ . Эта характеристика носит колебательный характер. Коридор стабилизации  $\Delta_k$  изображён тонкими сплошными линиями и отмечено время переходного процесса  $t_{\text{п.зол}}$ . Очевидны значительные амплитуды колебаний координаты золотника  $x_{\text{зол}}$ . Однако переходный процесс довольно быстро затухает.

На рис. 3, в изображены графики давлений регулятора  $p_{\text{р.д}}$ , на выходе регулятора-распределителя  $p_{\text{вых}}$ , в полости 5 управления выходным давлением  $p_5$  и в полости 8 пружины золотника  $p_8$ . Давление  $p_{\text{р.д}}$  очень быстро и плавно устанавливается с минимальным перерегулированием, что характеризует высокое качество работы регулятора с шаровым запорно-регулирующим органом. Золотник же регулятора-распределителя б совершает колебания, в результате и регулируемое им давление  $p_{\text{вых}}$  носит колебательный характер. При этом время переходного процесса  $t_{\text{п.вых}}$  и перерегулирование  $\sigma_{\text{вых}}$  оказываются больше, чем соответствующие им показатели золотника  $t_{\text{п.зол}}$  и  $\sigma_{\text{зол}}$ .

Немаловажной характеристикой МСАУ является расход рабочей жидкости  $Q_{\text{щ}}$  через дросселирующие щели золотникового клапана. На рис. 3, г показаны графики изменения  $Q_{\text{щ}}$  во времени. Положительные значения  $Q_{\text{щ}}$  соответствуют подаче  $Q_{\text{под}}$  через напорную щель  $A_{\text{под}}$  в полость 7 регулятора-распределителя, а отрицательные – расходу на слив  $Q_{\text{сл}}$  через сливную щель  $A_{\text{сл}}$ . При этом устанавливается баланс расходов  $Q_{\text{щ}} + Q_{\text{г.ц}} + Q_{\text{о.с}} = 0$ , где  $Q_{\text{г.ц}}$  – подача в гидроцилиндр (штриховая линия);  $Q_{\text{о.с}}$  – величина циркуляции жидкости (перетекания) через дроссель обратной связи  $d_{\text{о.с}}$  из полости

пружины 8 в полость золотника 7 и обратно (штрихпунктирная линия). При перекрытии золотником обеих дросселирующих щелей  $A_{\text{под}}$  и  $A_{\text{сл}}$  проход жидкости через них прекращается. Тогда  $Q_{\text{щ}} = Q_{\text{под}} = Q_{\text{сл}} = 0$ . Этому положению соответствуют участки графика  $Q_{\text{щ}}$ , отмеченные буквами  $П_1 \dots П_5$ . Отрицательные значения  $Q_{\text{о.с}}$  относятся к выдавливанию жидкости из полости пружины 8 в полость 7, а положительные – обратному перетеканию.

В состав  $Q_{\text{г.ц}}$  входит расход утечек  $Q_{\text{ут}}$ . После завершения переходного процесса при  $t \geq t_{\text{п}}$  среднее значение  $Q_{\text{г.ц}}$  соответствует компенсации утечек  $Q_{\text{ут}}$ .

Расход на слив  $Q_{\text{сл}}$  зависит от перекрытия дросселирующих щелей  $\Delta_{\text{п}}$ . На рис. 4, а представлены графики изменения во времени объёмов подачи  $W_{\text{под}}$  и слива  $W_{\text{сл}}$  при двух значениях  $\Delta_{\text{п}}$ . Сплошными линиями изображены графики, соответствующие положительно-му перекрытию  $\Delta_{\text{п}} = 0,2$  мм, а штриховыми – отрицательному  $\Delta_{\text{п}} = -0,2$  мм. При отрицательном перекрытии слив продолжается в течение всего времени процесса регулирования давления в гидроцилиндре фрикциона при включении передачи. При положительном же перекрытии слив происходит лишь во время переходного процесса  $t_{\text{п.зол}}$ . На рис. 4, б приведены зависимости  $W_{\text{под}}$  и  $W_{\text{сл}}$  от величины перекрытия  $\Delta_{\text{п}}$ .

Особенность изображенных на рис. 3, а–г графиков – переменная частота колебаний переходных характеристик. В начальный период при больших амплитудах частота колебаний существенно ниже, чем после завершения переходного процесса. Как известно, в линейных системах при ступенчатом воздействии свободный затухаю-

ший переходный процесс происходит с постоянной частотой, соответствующей низшей резонансной частоте. Для выяснения причины переменности частоты колебаний нелинейные функции систе-

мы дифференциальных уравнений (1) подвергнуты линеаризации, определен спектр матрицы Якоби, на основе которого установлено, что МСАУ имеет три резонансные частоты: 29,3; 445,6; 526,1 Гц.

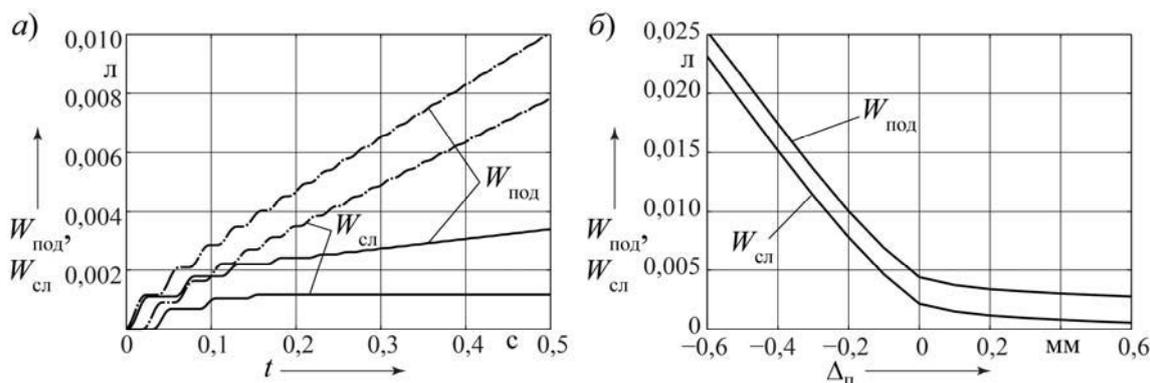


Рис. 4. Зависимости объёмов подачи и слива от величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана регулятора-распределителя МСАУ

Определены также парциальные частоты колебаний золотника  $\omega_{п.зол}$  и сосредоточенной массы жидкости  $m_{г.ц}$  в магистрали подачи к гидроцилиндру  $\omega_{п.г.ц}$ . Получены следующие значения:  $\omega_{п.зол} = 55,9$  Гц;  $\omega_{п.г.ц} = 522,3$  Гц. Согласно же графику на рис. 3, б начальная частота колебаний золотника составляет примерно 12 Гц, а конечная – 60 Гц. Такие особенности моделируемой нелинейной системы обусловлены влиянием дросселей обратной связи  $d_{о.с}$  и межкамерного  $d_{м.к}$ . В начальной стадии переходного процесса вследствие больших амплитуд перемещений и скоростей золотника время перетекания рабочей жидкости между полостями 7 и 8 через дроссель  $d_{о.с}$  и между полостями 5 и 4 через дроссель  $d_{м.к}$  (см. рис. 2) существенно возрастает, что и приводит к снижению частоты колебаний. После завершения переходного процесса амплитуды колебаний незначительные, поэтому сопротивления

дросселей практически не влияют на частоту.

С увеличением диаметров дросселей  $d_{о.с}$  и  $d_{м.к}$  частота колебаний в начальном периоде переходного процесса возрастает и начинает приближаться к парциальной частоте колебаний золотника  $\omega_{п.зол}$ . На рис. 5, а, б приведены графики, полученные при увеличении диаметров дросселей  $d_{о.с}$  и  $d_{м.к}$  в 2 раза (с 0,8 до 1,6 мм). Частота колебаний в начальный период повысилась до 40 Гц. Однако при этом увеличиваются амплитуды установившихся колебаний давления  $p_{вых}$  в 4 раза (см. рис. 5, а), а подачи  $Q_{ц}$  – в 3,14 раза и её максимальной амплитуды в 1,83 раза (см. рис. 5, б), что существенно ухудшает качество процесса регулирования управляемого давления  $p_{вых}$ . При этом золотник в установившемся режиме продолжает циклически перекрывать дросселирующие щели  $A_{под}$  и  $A_{сл}$ .

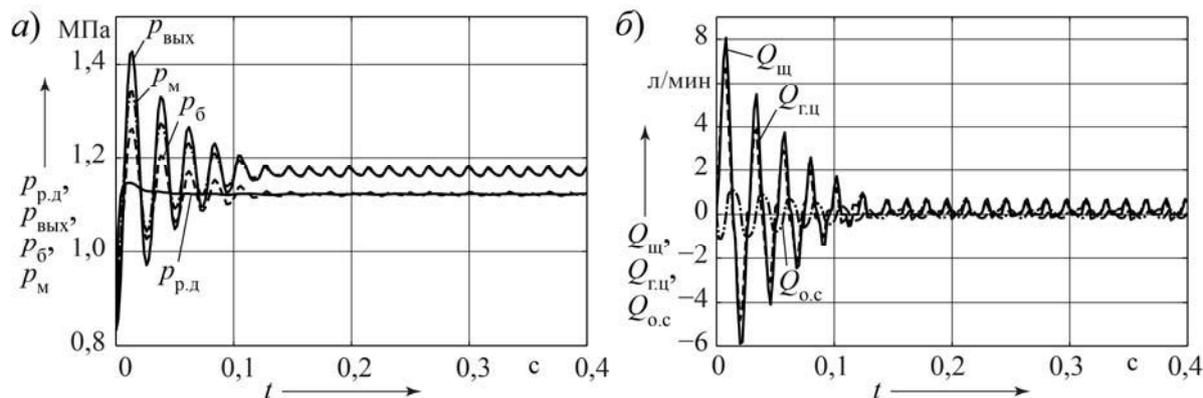


Рис. 5. Графики переходных характеристик МСАУ при увеличении диаметров дросселей в 2 раза

На основе предложенной математической модели МСАУ проведены исследования влияния её параметров на показатели качества переходных процессов. Установлено, что наибольшее влияние оказывают следующие параметры: величина перекрытия дросселирующих щелей золотником  $\Delta_{\Pi}$ ; соотношение между диаметрами большого и малого поясков золотника  $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$ ; диаметры дросселей  $d_{\text{о.с}}$  и  $d_{\text{м.к}}$  (см. рис. 2).

Влияние перекрытия  $\Delta_{\Pi}$  отображено графиками на рис. 6, а, б. Для пере-

ходной характеристики давления  $p_{\text{вых}}$  показатели  $t_{\text{п.вых}}$  и  $\sigma_{\text{вых}}$  при отрицательном перекрытии существенно ухудшаются, а для перемещения золотника, наоборот, улучшаются. Реально используемый на практике диапазон значений  $\Delta_{\Pi} = -0,2 \dots +0,2$  мм. Поскольку выходной характеристикой МСАУ является  $p_{\text{вых}}$ , то, согласно полученным результатам, целесообразно принять  $\Delta_{\Pi} = 0 \dots 0,2$  мм.

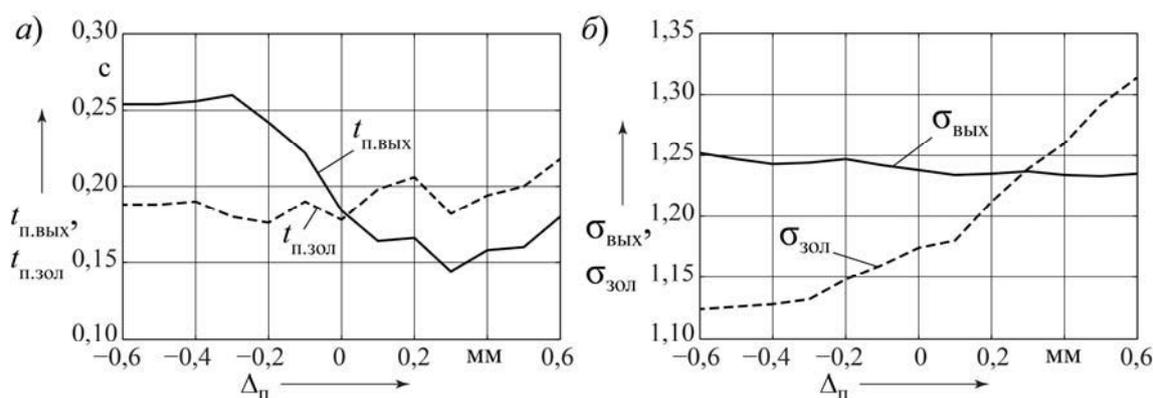


Рис. 6. Влияние величины перекрытия дросселирующих щелей на показатели качества переходных процессов МСАУ

Увеличение соотношения диаметров поясков золотника  $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$ , как следует из рис. 7, а, б, приводит к ухудше-

нию показателей качества. Наилучшие результаты получаются при равенстве  $d_{\text{б}} = d_{\text{м}}$ . Однако в этом случае после

завершения процесса включения передачи золотник продолжает дросселировать напорную щель  $A_{\text{под}}$ , что может приводить к снижению давления в гидrocилиндре при наличии утечек в маги-

страли питания. Поэтому в существующих конструкциях МСАУ применяют дифференциальный золотник при соотношении  $d_6/d_M \approx 1,08$ .

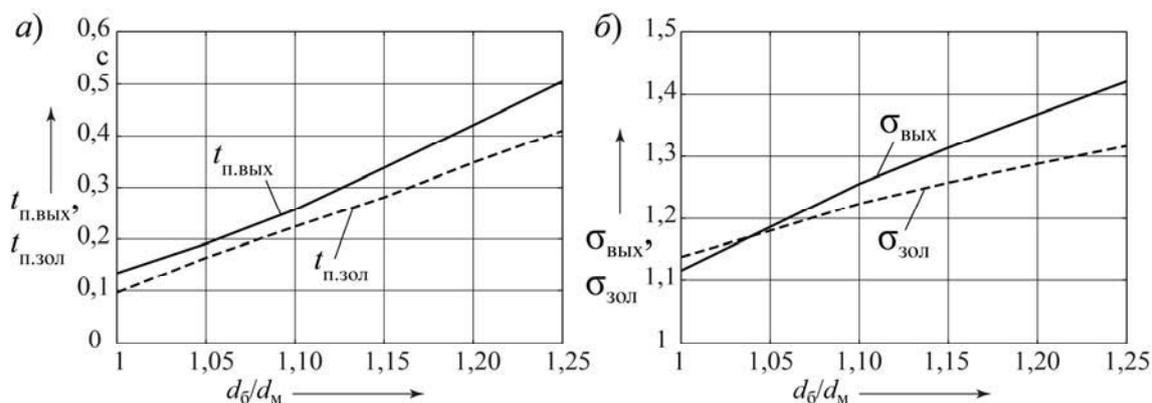


Рис. 7. Влияние соотношения диаметров поясков золотника на показатели качества переходных процессов

Влияние диаметров дросселей  $d_{0,c}$  и  $d_{M,K}$  на  $t_{\text{п}}$  и  $\sigma$  показано на рис. 8, а, б. При диаметрах менее 0,8 мм время переходного процесса очень резко возрастает. Увеличение диаметров приводит к

возрастанию перерегулирования перемещения золотника  $\sigma_{\text{зол}}$  и незначительно снижает перерегулирование давления  $\sigma_{\text{в.вых}}$ .

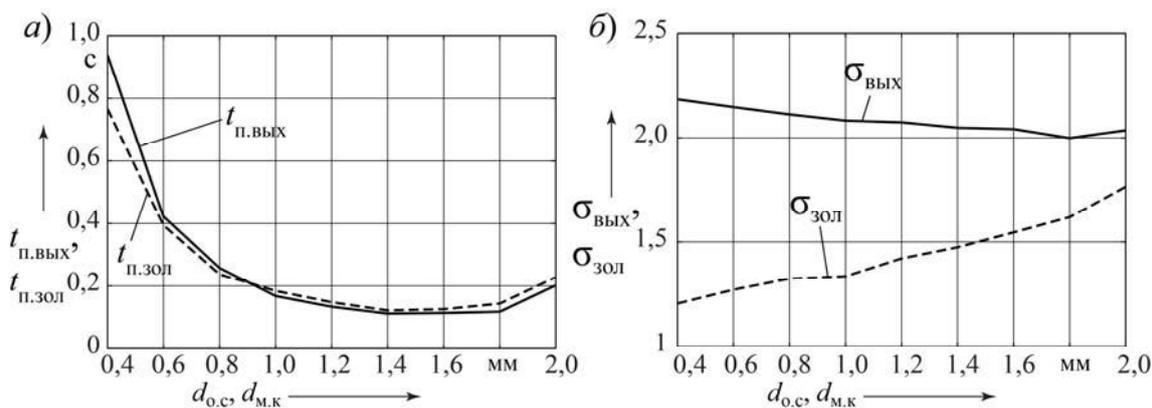


Рис. 8. Влияние диаметров дросселей на показатели качества переходных процессов

Диаметры дросселей определяют эффективность демпфирования колебаний золотника. Чем меньше значения  $d_{0,c}$  и  $d_{M,K}$ , тем выше потери давления

при перетекании рабочей жидкости через дроссели, а следовательно, и сила сопротивления перемещению золотника, что приводит к снижению амплитуд

колебаний и уменьшению величины  $\sigma_{\text{зол}}$ . Наиболее часто используют в МСАУ дроссели с диаметрами в пределах 0,8...1,0 мм.

### **Выводы**

Предложенная математическая модель мехатронной системы управления позволяет адекватно отобразить важнейшие физические свойства всех её компонентов – регулятора давления, регулятора-распределителя, управляемого исполнительного гидроцилиндра фрикциона, формирующих характеристики переключения передачи в трансмиссии автомобиля. На её основе проведены исследования влияния параметров МСАУ на показатели качества переходных характеристик и на расходы рабо-

чей жидкости регулятора давления и регулятора-распределителя в процессе осуществления управления.

Предлагаемую математическую модель можно использовать при проектировании мехатронных систем управления различными механизмами мобильных машин. Она позволяет определить рациональные параметры проектируемой системы, обеспечивающие получение высоких показателей качества процессов её функционирования.

Результаты исследований дают возможность выполнить сравнительный анализ эффективности существующих систем управления и использовать приведенные рекомендации по их совершенствованию.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красневский, Л. Г.** О создании современных автоматизированных приводов для отечественной мобильной техники / Л. Г. Красневский, С. Н. Поддубко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – Ч. 1, № 3 (36). – С. 21–31.
2. **Тарасик, В. П.** Электрогидравлический механизм управления фрикционами гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2 (35). – С. 89–100.
3. **Тарасик, В. П.** Экспериментальные исследования электрогидравлического пропорционального клапана мехатронной системы управления автоматической коробкой передач / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 9. – С. 10–18.
4. **Тарасик, В. П.** Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1 (42). – С. 52–65.
5. **Ксеневиц, И. П.** Теория и проектирование автоматических систем / И. П. Ксеневиц, В. П. Тарасик. – М. : Машиностроение, 1996. – 479 с.
6. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание, 2016. – 592 с.

*Статья сдана в редакцию 30 марта 2017 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

---

УДК 629.113

*В. П. Тарасик*

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ**

---

UDC 629.113

*V. P. Tarasik*

**MATHEMATICAL MODELING OF VEHICLE'S LINEAR MOTION**

---

**Аннотация**

Разработаны математические модели, предназначенные для оценки тягово-скоростных свойств и проходимости автомобиля в различных дорожных условиях. Показано, что тяговая сила ведущего колеса приложена к его оси и компенсирует силу сопротивления корпуса автомобиля. Для автомобиля как целостной системы вращающий момент ведущего колеса является тяговым моментом автомобиля, сообщаящим ему энергию движения.

**Ключевые слова:**

тягово-скоростные свойства автомобиля, проходимость, тяговый момент автомобиля, сила тяги ведущего колеса, динамический фактор автомобиля.

**Abstract**

hicle under various road conditions. It is shown that the tractive force of the drive wheel is applied to its axis and compensates for resistance force of the vehicle body. For a vehicle considered as an integral system, the drive wheel torque is the vehicle's tractive torque, which gives it the energy of motion.

**Key words:**

traction-speed properties of vehicles, cross-country capability, vehicle tractive effort (torque), tractive force of the drive wheel, vehicle dynamic factor.

---

Согласно действующим нормативным документам оценка тягово-скоростных и тормозных свойств автомобиля, топливной экономичности, проходимости осуществляется в процессе моделирования его прямолинейного движения. Предполагается, что центр масс автомобиля перемещается по прямой линии, расположенной в неподвижной вертикальной плоскости. Все силы и моменты воздействий внешней среды на автомобиль находятся в этой плоскости.

Движение автомобиля как единой системы, в которую входят все его механизмы, включая двигатель, трансмиссию, колёса и др., происходит под воз-

действием сил и моментов внешней среды. Силы взаимодействия механизмов автомобиля как элементов системы являются её внутренними взаимно уравновешивающимися силами и поэтому непосредственно на движение автомобиля влияния не оказывают. Их влияние опосредованно и проявляется лишь при взаимодействии автомобиля с опорной поверхностью дороги и воздушной средой.

При составлении модели системы внешних сил и моментов примем следующие допущения: левые и правые колёса одноимённых мостов имеют одинаковые нагрузки и размеры; опорная поверхность дороги представляется

в виде прямой линии, наклонённой под углом  $\alpha$  к горизонту; упругие свойства подвески не учитываются и колебания кузова не происходят.

Выберем две системы координат: неподвижную  $XOZ$  и подвижную  $xCz$ , связанную с автомобилем. Начало подвижной системы координат находится в центре масс автомобиля  $C$ . Предположим, что автомобиль двухосный и заднеприводный.

Система внешних сил и моментов, действующих на автомобиль при принятых условиях, показана на рис. 1. В неё входят:  $\vec{G}_a$  – сила тяжести автомобиля;  $\vec{F}_w$  – аэродинамическая сила, включающая две составляющие: лобовую силу сопротивления воздуха  $\vec{F}_{wx}$  и подъёмную силу  $\vec{F}_{wz}$ ;  $\vec{M}_{wy}$  – аэродинамический момент, действующий относительно оси  $y$ ;  $\vec{F}_{пр}$  – сила сопротивления прицепа (может иметь угол наклона);  $\vec{R}_{xH}, \vec{R}_{xB}$  – продольные реак-

ции опорной поверхности дороги на колёса автомобиля;  $\vec{R}_{zH}, \vec{R}_{zB}$  – нормальные реакции дороги.

Нормальная реакция  $\vec{R}_{zi}$  вследствие гистерезисных потерь и окружных деформаций шины при качении колеса смещена вперёд по ходу автомобиля на некоторую величину  $a_{ш}$  (рис. 2, а) и в совокупности с нормальной нагрузкой на шину  $\vec{F}_{zi}$  составляет пару сил, момент которой создаёт сопротивление качению [1, 2]. Осуществим параллельный перенос силы  $\vec{R}_{zi}$  так, чтобы она проходила через центр колеса  $O$  (рис. 2, б). В соответствии с теоремой о параллельном переносе силы [3, с. 58] получим эквивалентную систему воздействий на колесо, включающую силу  $\vec{R}_{zi}$  и присоединённый момент  $\vec{M}_{fi}$ , представляющий собой момент сопротивления качению. Это преобразование учтено на рис. 1.

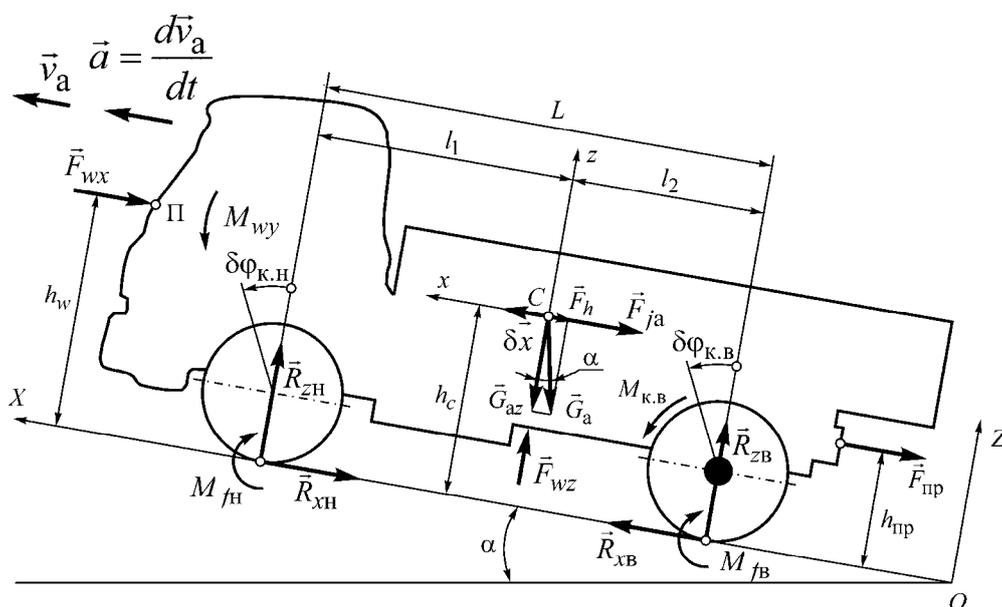


Рис. 1. Воздействия внешней среды на автомобиль при прямолинейном движении

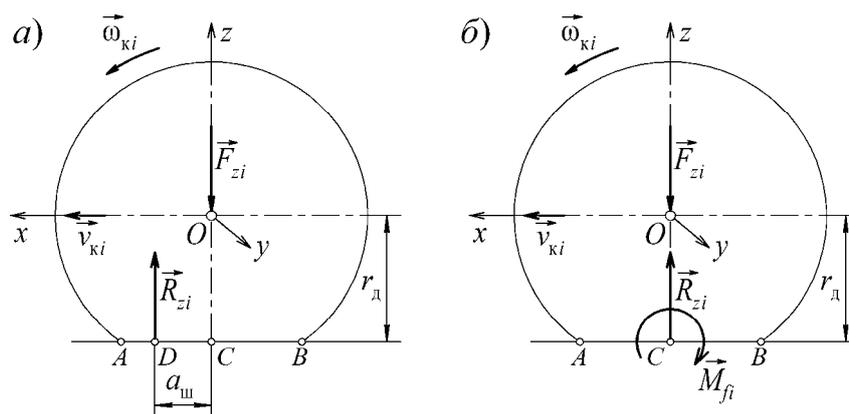


Рис. 2. Схема параллельного переноса нормальной реакции опорной поверхности на колесо

На параметры движения автомобиля (скорость и ускорение) также влияют сила инерции поступательно движущейся массы автомобиля  $\vec{F}_{jп}$  и инерционные моменты колёс  $\vec{M}_{jk.н}$ ,  $\vec{M}_{jk.в}$ , двигателя  $\vec{M}_{jd}$  и трансмиссии  $\vec{M}_{jтр}$  (на рис. 1 инерционные моменты не показаны). Их влияние можно заменить приведенной силой инерции  $\vec{F}_{ja}$ , приложенной в центре масс автомобиля. Воздействие этой силы должно быть эквивалентно силам инерции и инерционным моментам всех

механизмов автомобиля при неустановившемся движении.

Силу  $\vec{F}_{ja}$  будет создавать некоторая поступательно движущаяся масса  $m_{a.пр}$ , кинетическая энергия которой равна сумме кинетических энергий всех масс автомобиля в их действительных движениях (поступательных и вращательных).

Составим выражение суммарной кинетической энергии движения всех масс автомобиля:

$$m_{a.пр} \frac{v_a^2}{2} = m_a \frac{v_a^2}{2} + J_d \frac{\omega_d^2}{2} + \sum_{k=1}^n J_{тр.k} \frac{\omega_{тр.k}^2}{2} + J_{к.н} \frac{\omega_{к.н}^2}{2} + J_{к.в} \frac{\omega_{к.в}^2}{2},$$

где  $m_{a.пр}$  – приведенная масса автомобиля, кинетическая энергия которой эквивалентна суммарной кинетической энергии всех подвижных масс автомобиля;  $m_a$ ,  $v_a$  – действительная масса и скорость автомобиля;  $J_d$  – момент инерции двигателя, учитывающий все его подвижные элементы;  $J_{к.н}$ ,  $J_{к.в}$  – моменты инерции ведомых и ведущих колёс;  $J_{тр.k}$  – момент инерции  $k$ -й вра-

щающейся массы трансмиссии;  $n$  – количество учитываемых масс трансмиссии;  $\omega_d, \omega_{тр.k}, \omega_{к.н}, \omega_{к.в}$  – угловые скорости соответствующих масс.

Учитывая известные соотношения между угловыми скоростями вращающихся масс и скоростью автомобиля, получаем следующее выражение для вычисления приведенной массы автомобиля [1]:

$$m_{a.пр} = m_a \left( 1 + \frac{J_d u_{тр}^2 + J_{тр} + J_{к.в}}{r_k^2 m_a} + \frac{J_{к.н}}{r_{к0}^2 m_a} \right), \quad (1)$$

где  $r_{к0}, r_k$  – радиусы качения ведомого и ведущего колёс;  $u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии;  $J_{тр}$  – приведенный суммарный момент инерции масс трансмиссии.

Приведенную силу инерции автомобиля  $\vec{F}_{ja}$  можно найти по формуле

$$\vec{F}_{ja} = -m_{a.пр} \frac{d\vec{v}_a}{dt} = -\delta_{п.м} m_a \frac{d\vec{v}_a}{dt}, \quad (2)$$

где  $\delta_{п.м}$  – коэффициент приведенной массы (соответствует выражению в скобках формулы (1)).

Воздействия внешней среды на автомобиль – силы и вращающие моменты – представляют собой векторные величины. Свойства векторов сил и моментов существенно различаются. Вектор силы характеризуется тремя факторами: модулем (численным значением), направлением и точкой приложения [3, с. 10]. Вращающий момент образуется парой сил, находящихся в плоскости действия момента, вектор момента направлен перпендикулярно этой плоскости, положительное направление момента – против часовой стрелки. Точки приложения вектор момента не имеет, поэтому его можно перемещать относительно плоскости действия [3, с. 33].

Воздействия внешней среды на автомобиль можно разделить на две категории: потребители и источники энергии. Принадлежность каждого воздействия к соответствующей категории можно определить по знаку выполняемой им работы или мощности.

Элементарная работа  $\delta W_F$  силы  $\vec{F}$  на возможном перемещении точки её приложения  $\delta \vec{x}$  равна скалярному произведению векторов  $\vec{F}$  и  $\delta \vec{x}$ :

$$\delta W_F = \vec{F} \delta \vec{x} = F \delta x \cos(\vec{F}, \delta \vec{x}), \quad (3)$$

а работа  $\delta W_M$  момента  $\vec{M}$  на возможном угловом перемещении твёрдого тела  $\delta \vec{\varphi}$

$$\delta W_M = \vec{M} \delta \vec{\varphi} = M \delta \varphi \cos(\vec{M}, \delta \vec{\varphi}). \quad (4)$$

Мощности  $P_F$  и  $P_M$  силы  $\vec{F}$  и момента  $\vec{M}$

$$P_F = \vec{F} \vec{v} = F v \cos(\vec{F}, \vec{v});$$

$$P_M = \vec{M} \vec{\omega} = M \omega \cos(\vec{M}, \vec{\omega}), \quad (5)$$

где  $\vec{v}$  – скорость точки приложения силы  $\vec{F}$ ;  $\vec{\omega}$  – угловая скорость вращения твёрдого тела под действием момента  $\vec{M}$ .

Если  $\delta W_F$ ,  $\delta W_M$ ,  $P_F$ ,  $P_M$  положительны, это означает, что данные воздействия являются источниками энергии, в противном случае они будут потребителями энергии.

Анализируя внешние воздействия на автомобиль, отображённые на рис. 1, можно отметить, что все они являются потребителями энергии. Единственная сила – продольная реакция опорной поверхности на ведущие колёса  $\vec{R}_{хв}$  – имеет направление, совпадающее с направлением вектора скорости автомобиля  $\vec{v}_a$ . Если колесо не проскальзывает относительно дороги, то эта сила приложена в неподвижной точке контакта колеса с дорогой, следовательно, её мощность равна нулю, и она не выполняет работы. Если же колесо пробуксовывает, то вектор скорости скольжения  $\vec{v}_s$  направлен противоположно вектору  $\vec{R}_{хв}$ , а выполняемая работа и мощность его будут отрицательны. Таким образом, продольная реакция

дороги на ведущие колёса  $\vec{R}_{XB}$  не является источником энергии и движущей силой. Следовательно, должен быть какой-то другой источник энергии, обеспечивающий преодоление сопротивлений движению.

Источник энергии автомобиля – его двигатель. Однако двигатель является одним из внутренних механизмов системы, а факторы взаимодействия внутренних механизмов системы взаимно уравновешиваются и компенсируются. Поэтому возникает необходимость выяснения, каким образом используется энергия двигателя для сообщения кинетической энергии движения автомобиля.

Расчленим механическую систему автомобиля на два компонента: компонент, совершающий поступательное движение, и компонент, совершающий вращательное движение, выделив при этом из общей системы автомобиля ведущее колесо. К первому компоненту отнесём корпус автомобиля и все механизмы, находящиеся в корпусе, а также ведомые колёса. При этом примем во внимание, что колесо совершает сложное движение, в данном случае – плоское.

Плоское движение колеса можно

представить состоящим из поступательного движения совместно с корпусом автомобиля и вращательного движения относительно корпуса. Массу колеса, совершающую поступательное движение, присоединим к массе корпуса. Тогда второй выделенный компонент будет отображать лишь вращательное движение ведущего колеса.

Используя принцип освобожденности от связей [4, с. 491], представим взаимодействие выделенных компонентов соответствующими реакциями связей. Учитывая, что шина ведущего колеса обладает упругими свойствами, применим к ней принцип отвердевания [3, с. 14], т. е. не будем принимать во внимание ее деформацию.

Реакции связей выделенных компонентов представляют собой совокупность главного вектора и главного момента. Необходимо также учесть воздействия внешней среды на ведущее колесо, которые также выражаются главным вектором и главным моментом.

На рис. 3, а представлены реакции воздействий корпуса автомобиля и опорной поверхности дороги на ведущее колесо.

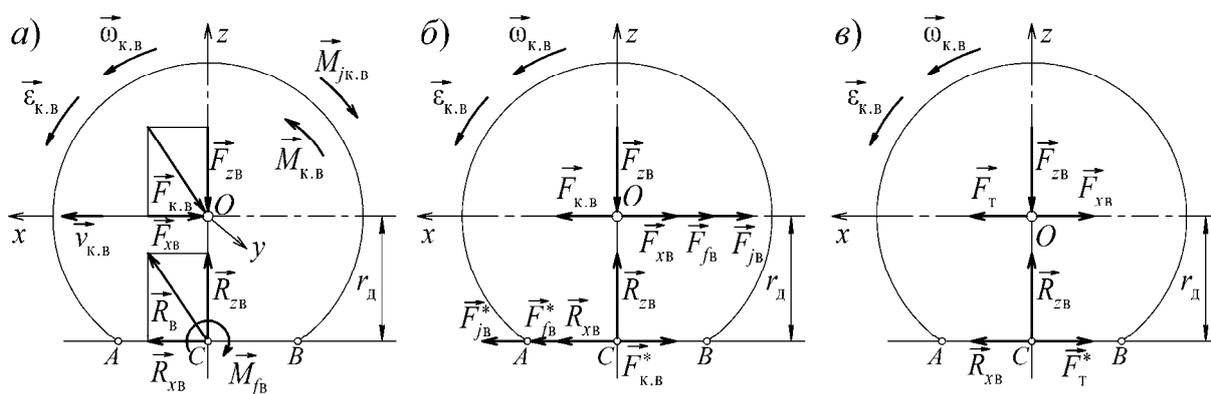


Рис. 3. Схема воздействий корпуса автомобиля и опорной поверхности дороги на ведущее колесо

Со стороны корпуса на ведущее колесо воздействуют главный вектор  $\vec{F}_{K.B}$

и главный момент  $\vec{M}_{K.B}$ . Каждый из них в общем случае может состоять из трёх

компонентов, направленных вдоль координатных осей  $x, y, z$ :  
 $\vec{F}_{к.в} = \vec{F}_{хв} + \vec{F}_{yb} + \vec{F}_{zв}$ ;  $\vec{M}_{к.в} = \vec{M}_{хв} + \vec{M}_{yb} + \vec{M}_{zв}$ .  
 Так как колесо движется в плоскости  $xOz$ , то  $\vec{F}_{yb} = 0$ ;  $\vec{M}_{хв} = 0$ ;  $\vec{M}_{zв} = 0$ . Векторы  $\vec{F}_{к.в}$ ,  $\vec{F}_{хв}$ ,  $\vec{F}_{zв}$  изображены на рис. 3, а.

Главный момент  $\vec{M}_{к.в}$  в данном случае имеет лишь один компонент  $\vec{M}_{yb}$  – это вращающий момент  $\vec{M}_{к.в}$ , подводимый к ведущему колесу и представляющий собой параметр потока энергии, передаваемой от двигателя через трансмиссию.

$$M_{д} = \begin{cases} M_{P}(1 - k_{в.о}) \sum_{n=0}^N b_n (n_{д}/n_{P})^n & \text{при } n_{д} \leq n_{P}; \\ M_{P}(1 - k_{в.о}) - k_{P}(n_{д} - n_{P}) & \text{при } n_{д} > n_{P}, \end{cases} \quad (7)$$

где  $M_{P}$ ,  $n_{P}$  – вращающий момент и частота вращения вала двигателя при максимальной мощности;  $n_{д}$  – текущее значение частоты вращения;  $k_{в.о}$  – коэффициент отбора мощности двигателя;  $b_n$  – коэффициент уравнения регрессии, используемой для описания внешней скоростной характеристики двигателя;  $N$  – степень полинома аппроксимации характеристики;  $k_{P}$  – коэффициент наклона регуляторной ветви характеристики двигателя.

Главный вектор реакции опорной поверхности на колесо  $\vec{R} = \vec{R}_x + \vec{R}_y + \vec{R}_z$ , а главный момент  $\vec{M}_{о.п} = \vec{M}_{о.пх} + \vec{M}_{о.пy} + \vec{M}_{о.пz}$ . В рассматриваемом случае  $\vec{R}_y = 0$ ;  $\vec{M}_{о.пх} = 0$ ;  $\vec{M}_{о.пz} = 0$ . В результате вектор  $\vec{R}$  состоит из продольной  $\vec{R}_{хв}$  и нормальной  $\vec{R}_{zв}$  реакций, а главный момент – из  $\vec{M}_{о.пy} = \vec{M}_{fb}$ , где  $\vec{M}_{fb}$  – момент сопротивления качению, действующий в

При неустановившемся движении вращающий момент  $\vec{M}_{к.в}$  вычисляется с учётом инерционных моментов двигателя  $\vec{M}_{jд}$  и трансмиссии  $\vec{M}_{jтр}$  по формуле [1]

$$\vec{M}_{к.в} = \vec{M}_{д} u_{тр} \eta_{тр} - \frac{J_{д} u_{тр}^2 + J_{тр}}{r_{к}} \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}, \quad (6)$$

где  $\vec{M}_{д}$  – вращающий момент двигателя;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии.

Для вычисления значения момента  $M_{д}$  в общем случае можно использовать выражение [1]

плоскости вращения колеса  $xOz$ .

Колесо вращается с угловой скоростью  $\vec{\omega}_{к.в}$  и угловым ускорением  $\vec{\epsilon}_{к.в}$ . Так как вращение неравномерное, то возникает инерционный момент  $\vec{M}_{jк.в} = -J_{к.в} \vec{\epsilon}_{к.в}$ , где  $J_{к.в}$  – момент инерции колеса.

Рассмотрим подробнее реакции корпуса автомобиля на ведущее колесо. Реакция  $\vec{F}_{zв}$  представляет собой нормальную нагрузку на колесо, а реакция  $\vec{F}_{хв}$  – сопротивление движению корпуса автомобиля. Вращающий момент  $\vec{M}_{к.в}$  можно выразить парой сил  $\vec{F}_{к.в}$ ,  $\vec{F}_{к.в}^*$  с плечом  $r_{д}$ . Тогда модуль момента  $M_{к.в}$  определим из выражения  $M_{к.в} = F_{к.в} r_{д} = F_{к.в}^* r_{д}$ , где  $r_{д}$  – динамический радиус колеса. Силу  $\vec{F}_{к.в}$ , составляющую эту пару, приложим в центре колеса  $O$ , как показано на рис. 3, б. Тогда сила  $\vec{F}_{к.в}^*$  будет приложена в точ-

ке  $C$ . При этом  $\vec{F}_{К.В}^* = -\vec{F}_{К.В}$ . Сумма проекций сил на ось  $x$  равна нулю. Следовательно, замена момента  $\vec{M}_{К.В}$  парой сил  $\vec{F}_{К.В}, \vec{F}_{К.В}^*$  не изменила воздействия корпуса автомобиля на колесо.

Определим мощность вращающегося момента  $\vec{M}_{К.В}$ :

$$P_{К.В} = \vec{M}_{К.В} \vec{\omega}_{К.В} = M_{К.В} \omega_{К.В} \cos(\vec{M}_{К.В}, \vec{\omega}_{К.В}).$$

Так как  $\cos(\vec{M}_{К.В}, \vec{\omega}_{К.В}) = 1$ , поскольку векторы  $\vec{M}_{К.В}$  и  $\vec{\omega}_{К.В}$  совпадают по направлению, то мощность  $P_{К.В}$  положительна. Следовательно, момент  $\vec{M}_{К.В}$  обеспечивает подвод энергии к ведущему колесу, т. е. является источником энергии вращательного движения ведущего колеса. В связи с этим в [1]  $\vec{M}_{К.В}$  называется *тяговым моментом автомобиля*.

Аналогично поступим с моментами  $\vec{M}_{f_b}$  и  $\vec{M}_{j_{К.В}}$ . Заменяем момент  $\vec{M}_{f_b}$  парой сил  $\vec{F}_{f_b}, \vec{F}_{f_b}^*$  с плечом  $r_d$ . Силу  $\vec{F}_{f_b}$  приложим в точке  $O$ , а силу  $\vec{F}_{f_b}^*$  – в точке  $C$ . Инерционный момент  $\vec{M}_{j_{К.В}}$  представим парой сил  $\vec{F}_{j_b}, \vec{F}_{j_b}^*$  с плечом  $r_d$ . Силу  $\vec{F}_{j_b}$  приложим в точке  $O$ , а силу  $\vec{F}_{j_b}^*$  – в точке  $C$  (см. рис. 3, б).

Запишем уравнения равновесия векторов, приложенных к ведущему колесу в точках  $O$  и  $C$  (см. рис. 3, б):

$$\vec{F}_{ХВ} + \vec{F}_{К.В} + \vec{F}_{f_b} + \vec{F}_{j_b} = 0;$$

$$\vec{R}_{ХВ} + \vec{F}_{К.В}^* + \vec{F}_{f_b}^* + \vec{F}_{j_b}^* = 0.$$

Введём обозначения:

$$\vec{F}_T = \vec{F}_{К.В} + \vec{F}_{f_b} + \vec{F}_{j_b}; \quad (8)$$

$$\vec{F}_T^* = \vec{F}_{К.В}^* + \vec{F}_{f_b}^* + \vec{F}_{j_b}^*. \quad (9)$$

В результате получаем следующие равенства:

$$\vec{F}_T = -\vec{F}_{ХВ}; \quad \vec{F}_T^* = -\vec{R}_{ХВ}. \quad (10)$$

На рис. 3, в приведена схема совокупности реакций корпуса автомобиля  $\vec{F}_{ХВ}, \vec{F}_{ЗВ}$ , реакций опорной поверхности дороги  $\vec{R}_{ХВ}, \vec{R}_{ЗВ}$  и уравнивающих эти реакции векторов воздействий, оказываемых ведущим колесом на корпус автомобиля  $\vec{F}_T$  и на опорную поверхность дороги  $\vec{F}_T^*$  соответственно.

Вектор  $\vec{F}_T$  представляет собой усилие, толкающее корпус автомобиля и сообщающее ему энергию движения. Следовательно,  $\vec{F}_T$  – это *сила тяги ведущего колеса*. Совершенно очевидно, что *сила тяги ведущего колеса приложена к его оси* и уравнивает силу сопротивления корпуса  $\vec{F}_{ХВ}$ . Мощность этого источника воздействия на корпус автомобиля

$$P_T = \vec{F}_T \vec{v}_{К.В} = F_T v_{К.В} \cos(\vec{F}_T, \vec{v}_{К.В}).$$

Так как направление вектора  $\vec{F}_T$  совпадает с направлением скорости оси колеса  $\vec{v}_{К.В}$  (следовательно, и скорости автомобиля  $\vec{v}_a$ , поскольку центр колеса  $O$  принадлежит одновременно корпусу автомобиля), то мощность силы тяги положительна. Это подтверждает тот факт, что сила  $\vec{F}_T$  является источником энергии, покрывающим затраты на преодоление сопротивлений движению корпуса автомобиля.

Движение колеса можно также интерпретировать как элементарный поворот его под действием момента  $M_T = F_T r_d$  на угол  $\delta\phi$  относительно неподвижной точки  $C$ . Работа момента при этом  $\delta W = M_T \delta\phi \cos(\vec{M}_T, \delta\vec{\phi})$  положительна.

Модуль вектора  $\vec{F}_T$  получим, проецируя на ось  $x$  все силы, приложенные

к центру колеса  $O$ , исключая силу сопротивления корпуса  $\vec{F}_{XB}$ , и выражая их через соответствующие моменты, приложенные к ведущему колесу:

$$F_T = F_{K.B} - F_{fB} - F_{jB} = \frac{M_{K.B} - M_{fB} - M_{jK.B}}{r_d}. \quad (11)$$

Из выражения (11) видно, что часть энергии, подводимой от двигателя к ведущему колесу, затрачивается на преодоление сопротивления качению и разгон колеса.

Вектор  $\vec{F}_T^*$  пары сил  $\vec{F}_T, \vec{F}_T^*$  представляет собой продольную силу отталкивания ведущего колеса от опорной поверхности дороги. Действие силы  $\vec{F}_T^*$  аналогично продольной составляющей силе отталкивания пешехода от опорной поверхности. Различие лишь в том, что сила  $\vec{F}_T^*$  колеса имеет непрерывный характер, а сила отталкивания пешехода – дискретный. Дискретный принцип отталкивания используется в шагающем движителе.

Рассмотрим пределы применимости схемы силовых воздействий на систему *корпус автомобиля – ведущее колесо – опорная поверхность дороги*, представленной на рис. 3, в. Эта схема соответствует как установившемуся, так и неустановившемуся режиму движения автомобиля, поскольку учитывает влияние инерционного момента колеса  $\vec{M}_{jK.B}$ . Взаимодействие реакций  $\vec{F}_{zB}$  и  $\vec{R}_{zB}$  не нуждается в пояснениях.

Проведём анализ особенностей продольных сил  $\vec{F}_{XB}, \vec{F}_T, \vec{R}_{XB}, \vec{F}_T^*$ . Модули всех этих сил (т. е. численные значения) одинаковы:  $|F_{XB}| = |F_T| = |R_{XB}| = |F_T^*|$ .

Но продольная реакция дороги  $R_{XB}$  ограничена по величине, поскольку её физической природой является сцепле-

ние (трение). Максимальное значение силы сцепления ограничено:

$$R_{XB} \leq \varphi_x R_{zB}, \quad (12)$$

где  $\varphi_x$  – коэффициент сцепления.

Следовательно, ограничены значения и всех остальных взаимодействующих сил  $F_T, F_{XB}, F_T^*$ , а при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью, когда  $R_{zB} = 0$ , все они также равны нулю. Условием реализации силы тяги ведущего колеса является наличие его контакта с опорной поверхностью. Можно также отметить, что при  $R_{zB} = 0$  окажется  $M_{fB} = 0$ , в результате  $\vec{M}_{K.B} = -\vec{M}_{jK.B}$ , т. е. энергия двигателя будет затрачена на холостую раскрутку колеса до некоторой скорости, после достижения которой  $\varepsilon_{K.B} = 0$  и  $M_{K.B} = M_{jK.B} = 0$ .

При скольжении колеса относительно опорной поверхности (буксование ведущего колеса, юз тормозящего колеса) параметр  $\varphi_x$  представляет собой коэффициент трения, величина которого снижается при возрастании относительной скорости.

Таким образом, при описании характеристики источника энергии плоского поступательного движения автомобиля можно использовать функцию вращающего момента ведущего колеса  $M_{K.B}$ , которую в данном случае будем называть *тяговым моментом автомобиля*.

Адекватную математическую модель объекта исследования можно построить лишь на основе использования законов сохранения энергии. Эти законы в полной мере реализуются применением уравнений Лагранжа второго рода или общего уравнения динамики (принцип Лагранжа-Даламбера). При построении модели прямолинейного движения автомобиля наиболее удобно

использовать принцип Лагранжа-Даламбера, согласно которому алгебраическая сумма работ всех внешних сил и моментов, приложенных к системе, реакций неидеальных связей и сил инерции на возможных (виртуальных) перемещениях системы равна нулю.

Построим вначале математическую модель прямолинейного движения автомобиля без учёта скольжения ведущих колёс. Принимая во внимание принятые допущения относительно модели

движения, введём следующие возможные перемещения компонентов системы: линейное перемещение центра масс автомобиля  $\delta\bar{x}$ ; угловые перемещения ведомого  $\delta\vec{\varphi}_{к.н}$  и ведущего  $\delta\vec{\varphi}_{к.в}$  колёс (см. рис. 1).

Используя выражения (3) и (4) и учитывая при этом взаимные направления сил и моментов и соответствующих им векторов возможных перемещений, получаем общее уравнение динамики

$$M_{к.в}\delta\varphi_{к.в} - M_{fн}\delta\varphi_{к.н} - M_{fв}\delta\varphi_{к.в} - F_h\delta x - F_{wx}\delta x - F_{пр}\delta x - F_{ja}\delta x = 0. \quad (13)$$

Установим соотношения между виртуальными перемещениями  $\delta\varphi_{к.н}$ ,  $\delta\varphi_{к.в}$  и  $\delta x$  при условии отсутствия внешнего скольжения колёс:

$$\delta\varphi_{к.н} = \delta x / r_{к0}; \quad (14)$$

$$\delta\varphi_{к.в} = \delta x / r_к. \quad (15)$$

Вычислим работу вращающего момента  $M_{к.в}$  на возможном перемещении  $\delta\varphi_{к.в}$  (виртуальную работу). Инерционные составляющие вращающего момента  $M_{к.в}$  учтены в выражении приведенной силы инерции  $F_{ja}$  (см. формулы (1) и (2)), поэтому второе слагаемое формулы (6) опускаем. В результате получаем

$$\delta W_{к.в} = M_{к.в}\delta\varphi_{к.в} = \frac{M_{дтр}\eta_{тр}}{r_к} \delta x. \quad (16)$$

Виртуальная работа моментов сопротивления качению  $M_{fн}$  и  $M_{fв}$ , с учётом выражений (14) и (15),

$$\begin{aligned} \delta W_f &= -\left(\frac{M_{fн}}{r_{к0}} + \frac{M_{fв}}{r_к}\right)\delta x = \\ &= -\left(\frac{f_н R_{зн} r_д}{r_{к0}} + \frac{f_в R_{зв} r_д}{r_к}\right)\delta x, \end{aligned}$$

где  $f_н$ ,  $f_в$  – коэффициенты сопротивления качению ведомых и ведущих колёс, причём  $f_в > f_н$  [1].

В моделях прямолинейного движения автомобиля, предназначенных для решения поставленных в начале статьи задач, обычно принимают некоторое усреднённое значение коэффициента сопротивления качению  $f_a$  и полагают  $r_к = r_{к0} = r_д$ . При этих допущениях получаем

$$\delta W_f = -f_a R_z \delta x = -f_a m_a g \cos \alpha \delta x, \quad (17)$$

где  $R_z$  – суммарная нормальная реакция опорной поверхности на оба колеса,  $R_z = m_a g \cos \alpha$ ;  $m_a$  – масса автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения.

Виртуальные работы сил сопротивления дорожного уклона  $F_h$  и воздуха  $F_{wx}$

$$\delta W_h = -F_h \delta x = -m_a g \sin \alpha \delta x; \quad (18)$$

$$\delta W_B = -F_{wx} \delta x = -k_w A_{л} v_a^2 \delta x, \quad (19)$$

где  $k_w$  – коэффициент сопротивления воздуха;  $A_{л}$  – лобовая площадь автомобиля.

Виртуальная работа силы  $F_{ja}$

$$\delta W_j = -F_{ja} \delta x = -\delta_{п.м} m_a \frac{dv_a}{dt} \delta x. \quad (20)$$

Подставим выражения виртуальных работ (16)–(20) в формулу (13). Используя дополнительно выражение производной  $ds/dt$ , получаем систему дифференциальных уравнений для моделирования процесса прямолинейного движения автомобиля без проскальзывания ведущих колёс и без учёта сопротивления прицепа

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_a}{dt} &= \frac{M_{д.тп} \eta_{тп} / r_k - m_a g \psi - k_w A_{л} v_a^2}{\delta_{п.м} m_a}, \\ \frac{ds}{dt} &= v_a, \end{aligned} \right\} (21)$$

где  $\psi$  – коэффициент суммарного дорожного сопротивления,  $\psi = f_a \cos \alpha + \sin \alpha$ .

Интегрирование уравнений (21) позволяет построить графики разгона автомобиля – изменения во времени скорости  $v_a = f(t)$  и перемещения  $s = f(t)$ .

Преобразуем первое уравнение системы (21) к следующему виду:

$$\begin{aligned} \frac{M_{д.тп} \eta_{тп} / r_k - k_w A_{л} v_a^2}{m_a g} &= \\ &= \psi + \frac{\delta_{п.м}}{g} \cdot \frac{dv_a}{dt}. \end{aligned} \quad (22)$$

Левая часть выражения (22) называется *динамическим фактором автомобиля*. Зависимость динамического фактора  $D$  от скорости  $D = f(v_a)$  – *динамическая характеристика автомобиля*. Для её построения производят согласованные с параметрами внешней скоростной характеристики двигателя вычисления ординат  $D$  и  $v_a$ . Скорость находят по формуле

$$v_a = \frac{\pi n_{д} r_k}{30 u_{тп}}, \quad (23)$$

где  $n_{д}$  – частота вращения вала двигателя, об/мин.

Необходимо учитывать зависимость коэффициента сопротивления качению  $f_a$  от скорости автомобиля. Известно несколько эмпирических формул. Одна из них имеет следующий вид [1]:

$$f_v = f_a \left[ 1 + (0,0216 v_a)^2 \right], \quad (24)$$

где  $f_a$  – коэффициент сопротивления качению при малой скорости.

В формулах (21)–(24) скорость  $v_a$  в метрах в секунду.

Радиус качения ведущего колеса  $r_k$  при моделировании движения автомобиля определяют по формуле акад. Е. А. Чудакова

$$r_k = r_{k0} - \frac{M_{к.в}}{c_{ш.о}} \cos(\vec{M}_{к.в}, \vec{\omega}_{к.в}), \quad (25)$$

где  $c_{ш.о}$  – коэффициент окружной жёсткости шины, Н·м/м.

Использование графиков  $D = f(v_a)$ ,  $v_a = f(t)$  и  $s = f(t)$  позволяет определить все основные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля, предусмотренные стандартом [5]. В их числе: максимальная скорость  $v_{max}$ ; условная максимальная скорость  $v_{уmax}$ ; время разгона на участке пути 400 м,  $t_{400}$ , и на участке пути 1000 м,  $t_{1000}$ ; время разгона до заданной скорости,  $t_v$ , и на передаче, обеспечивающей максимальную скорость,  $t_{в.п}$ ; максимальные динамические факторы на высшей  $D_{вmax}$  и на низшей  $D_{нmax}$  передачах и соответствующие им критические скорости  $v_{кр.в}$  и  $v_{кр.н}$ ; динамический фактор

при максимальной скорости  $D_v$ ; максимальный преодолеваемый уклон  $h_{\max}$ .

Используя изложенную методику, можно построить математическую модель прямолинейного движения автомобиля при движении в сложных дорожных условиях при низких значениях коэффициента сцепления, когда веду-

$$\left. \begin{aligned} d\omega_{к.в}/dt &= [M_{д}u_{тр}\eta_{тр} - M_{fв} - \varphi_x R_{зв} r_{д}] / J_{к.в.пр}; \\ dv_a/dt &= (\varphi_x R_{зв} - m_a g \sin \alpha - M_{fн} / r_{д} - k_w A_{л} v_a^2) / (m_a + J_{к.н} / r_{к0}^2); \\ ds/dt &= v_a, \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

где  $J_{к.в.пр}$  – приведенный к ведущему колесу суммарный момент инерции двигателя, трансмиссии и колеса,

$$J_{к.в.пр} = J_{д}u_{тр}^2 + J_{тр} + J_{к.в}. \quad (27)$$

Возникновение процесса буксования ведущего колеса обнаруживается по выполнению условия

$$M_{к.в} - M_{fв} - M_{jк.в} > \varphi_x R_{зв} r_{д}, \quad (28)$$

где  $M_{jк.в}$  – инерционный момент ведущего колеса,  $M_{jк.в} = J_{к.в} d\omega_{к.в}/dt$ .

Скорость внешнего скольжения ведущего колеса  $v_{св}$  относительно опорной поверхности вычисляется по формуле

$$v_{св} = \omega_{к.в} r_{к} - v_a. \quad (29)$$

Если  $|v_{св}| > \Delta v_{св}$ , колесо буксует. Тогда используется система уравнений (26). При  $|v_{св}| \leq \Delta v_{св}$  можно считать, что буксование прекратилось, и применять систему уравнений (21). Значение  $\Delta v_{св}$  рекомендуется принимать равным  $0,01\omega_{к.в}^* r_{к0}$ , где  $\omega_{к.в}^*$  – угловая скорость вращения ведущего колеса на низшей передаче трансмиссии при ча-

щие колёса проскальзывают относительно опорной поверхности. Такая модель получена в [1, с. 80–82]. Приведём её без вывода уравнений. В этом случае, в отличие от предыдущей модели, автомобиль имеет две степени свободы и его движение описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

стоте вращения вала двигателя, соответствующей его максимальному моменту  $M_{e \max}$ .

Коэффициент сцепления  $\varphi_x$  в этой модели вычисляется по формуле

$$\varphi_x = \varphi_{хд} + (\varphi_{хст} - \varphi_{хд}) \exp(-k_e |v_{св}|), \quad (30)$$

где  $\varphi_{хст}$ ,  $\varphi_{хд}$  – статический (при  $v_{св} = 0$ ) и динамический (при  $|v_{св}| > \Delta v_{св}$ ) коэффициенты сцепления;  $k_e$  – коэффициент экспоненты,  $k_e = 0,25 \dots 0,30$ .

Значение  $R_{зв}$  в процессе движения автомобиля непрерывно изменяется, поэтому его необходимо вычислять на каждом шаге интегрирования уравнений (26) [1].

Сочетание математических моделей (21) и (26) применяется при оценке эффективности эксплуатации автомобиля в сложных дорожных условиях, когда параметры характеристик участков маршрута (коэффициенты сопротивления качению и сцепления, уклоны дороги) существенно различаются или могут достигать предельных значений. Оценками эффективности в этих случаях являются средняя скорость на маршруте, производительность, расход топлива, возможность преодоления маршрута и др. [1].

### Выводы

1. Разработаны математические модели прямолинейного движения автомобиля, предназначенные для оценки показателей тягово-скоростных свойств и проходимости. Предлагаемые модели позволяют исследовать характеристики движения по дорогам с твердым покрытием и в условиях низкого коэффициента сцепления с пробуксовкой ведущих колес.

2. Построение адекватных математических моделей движения автомобиля в различных дорожных условиях надежно обеспечивается использованием методов, основанных на законах сохранения энергии. К таким методам относятся уравнения Лагранжа второго рода и общее уравнение динамики – принцип Лагранжа-Даламбера.

3. При построении математических моделей движения автомобиля необходимо на основе принципа освобожденности от связей выделить компоненты, совершающие простейшие виды движения – поступательное (корпус автомобиля и все механизмы, находящиеся в корпусе) и вращательное (ведущее колесо, относя при этом его поступательно движущуюся массу к массе корпуса автомобиля). Это обусловлено тем, что поступательное движение происходит под действием векторов сил, а вращательное – вращающих моментов.

4. При расчленении исходной системы автомобиля на компоненты необходимо иметь в виду, что их взаимодействия определяются совокупностью главного вектора и главного момента.

5. Проведенный анализ показывает, что тяговая сила ведущего колеса автомобиля приложена к его оси и обеспечивает компенсацию силы сопротивления корпуса автомобиля.

6. Продольная реакция опорной поверхности на ведущее колесо не является движущей силой автомобиля. При движении без внешнего проскальзывания она приложена в неподвижной точке и не выполняет работы, а при пробуксовке колеса её работа отрицательна.

7. Предельное значение тяговой силы ведущего колеса автомобиля обусловлено максимальной величиной продольной реакции опорной поверхности, определяемой коэффициентом сцепления и нормальной реакцией.

8. При определении виртуальных работ внешних сил, действующих на автомобиль, вращающий момент ведущего колеса необходимо рассматривать в качестве тягового момента автомобиля, сообщаящего ему энергию движения. Сила тяги ведущего колеса при этом является внутренней силой, уравновешиваемой сопротивлением корпуса, и поэтому работы не выполняет.

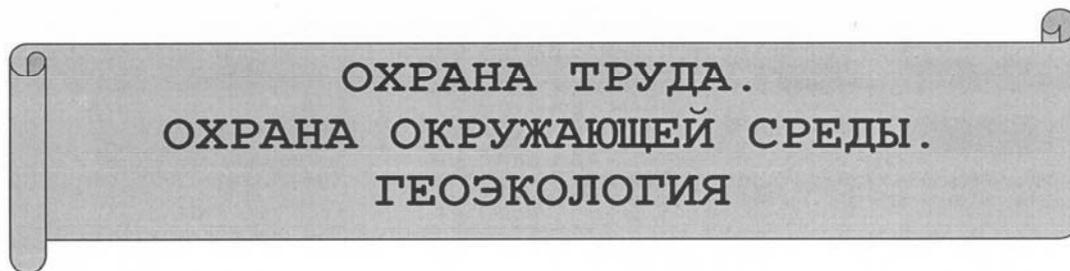
### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2013. – 448 с.
3. **Тарг, С. М.** Краткий курс теоретической механики : учебник для вузов / С. М. Тарг. – М. : Высш. шк., 2002. – 416 с.
4. **Яблонский, А. А.** Курс теоретической механики. Статика, кинематика, динамика : учебник для вузов / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. – М. : КНОРУС, 2010. – 608 с.
5. ГОСТ 22576–90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.

*Статья сдана в редакцию 5 апреля 2017 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.



УДК 574.2

*С. Д. Галюжин, А. С. Галюжин, О. М. Лобикова, Н. В. Лобикова*

## ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ БИОСФЕРЫ

UDC 574.2

*S. D. Haliuzhyn, A. S. Haliuzhyn, O. M. Lobikova, N. V. Lobikova*

## FUNDAMENTAL FACTORS OF SUSTAINABLE BIOSPHERE DEVELOPMENT

### **Аннотация**

Проведен анализ основных факторов, оказывающих существенное влияние на процессы устойчивого развития биосферы нашей планеты. Показано, что такими основополагающими факторами являются наличие солнечной энергии, фотосинтеза и разрушения мертвой органики, воды и углерода. Приведены основные принципы сохранения видового разнообразия и устойчивости биотических круговоротов и, соответственно, устойчивого развития биосферы.

### **Ключевые слова:**

биосфера, глобальные катастрофы, фотосинтез, биотический круговорот, факторы среды, источники энергии.

### **Abstract**

The basic factors have been analyzed that significantly influence the processes of sustainable development of our planet's biosphere. It is shown that these basic factors are the availability of solar energy, photosynthesis and destruction of dead organic matter, water and carbon. The main principles of conservation of species diversity and stability of biotic cycles and, accordingly, of the sustainable development of the biosphere are given.

### **Key words:**

biosphere, global catastrophes, photosynthesis, biotic cycles, environmental factors, energy sources.

На нашей планете жизнь существует около 4 млрд лет. За это время происходило много катастроф планетарного масштаба, в результате которых погибало до 90 % флоры и фауны. В 1997 г. ученые Принстонского университета А. Фишер и М. Артур впервые выдвинули гипотезу о том, что неоднократная

массовая гибель флоры и фауны на Земле вызывалась столкновением с крупным небесным телом. Палеонтологи Д. Рол и Дж. Сенковски установили, что примерно через каждые 26...27 млн лет происходила гибель значительного числа животных и растений. Вместе с тем после этих катастроф непременно происходи-

ло восстановление биосферы.

К настоящему времени достаточно изучены пять случаев массовой гибели представителей животного и растительного мира, произошедшие за последние 500 млн лет. Свидетельства этих потрясений хранятся в пластах земной коры, относящихся к тем периодам.

Последняя, наиболее изученная катастрофа случилась предположительно 65 млн лет назад. Массовая гибель динозавров, летающих рептилий, водорослей и планктона была вызвана падением на Землю крупного астероида диаметром около 15 км в районе мексиканского полуострова Юкатан. В 1980 г. группа американских ученых под руководством У. Альвареса, изучая скальные породы, возраст которых насчитывал 65 млн лет, обнаружила, что содержание иридия в них в 25 раз больше, чем в более старых и более молодых породах. К тому времени было достаточно известно, что редкий химический элемент иридий в больших концентрациях присутствует только в космических телах. Сопоставив эти данные со временем вымирания рептилий, У. Альварес предположил, что причиной этой экологической катастрофы является столкновение Земли с крупным астероидом. В начале 1990-х гг. с помощью космических спутников возле Юкатана был обнаружен гигантский кратер диаметром около 200 км, «возраст» которого примерно совпадает со временем вымирания динозавров.

Многим доводилось видеть результаты локальных катастроф – лесных пожаров: обуглившиеся остовы деревьев, выгоревшая трава, черная обгоревшая земля – ни малейших признаков жизни. Проходит год-два, и на пожарище появляются первые ростки травы, затем мелкий кустарник, деревья, насекомые и мелкие зверьки.

*Данные примеры показывают,*

*что на нашей планете есть факторы, позволяющие восстановить и обеспечить устойчивое развитие биосферы.*

Для существования жизни на планете, очевидно, необходим в первую очередь **источник энергии**, поскольку для обеспечения всех процессов в живом организме нужен приток энергии. Земля входит в планетную систему звезды спектрального класса G2 (желтый карлик) под названием Солнце, от которой к Земле ежесекундно поступает около  $2 \cdot 10^{14}$  кДж энергии солнечного излучения [1, с. 114–119]. Для Земли это самый мощный источник энергии. Солнце излучает энергию в окружающее пространство в виде электромагнитных волн, образующихся в результате термоядерных реакций в недрах звезды.

Таким образом, первичным источником энергии для жизнедеятельности организмов является Солнце. Известно, что солнечные лучи достигают и других планет солнечной системы, но жизнь в земных формах там не обнаружена. Значит, данного фактора недостаточно для существования жизни.

Энергию в виде солнечной могут потреблять не все живые организмы. Улавливание энергии Солнца происходит в таких клетках организмов (как правило, растений), которые содержат хлорофилл. Это основной источник энергии, обеспечивающий протекание сложных процессов на нашей планете, в том числе и биохимических. В результате солнечная энергия преобразуется в энергию химических связей синтезированных веществ (этот процесс называется **фотосинтезом**). В дальнейшем эта энергия используется для жизнедеятельности как самих растений, так и других организмов, использующих растения в качестве пищи (рис. 1). Фотосинтез является связующим мостом между живой и неживой материей.

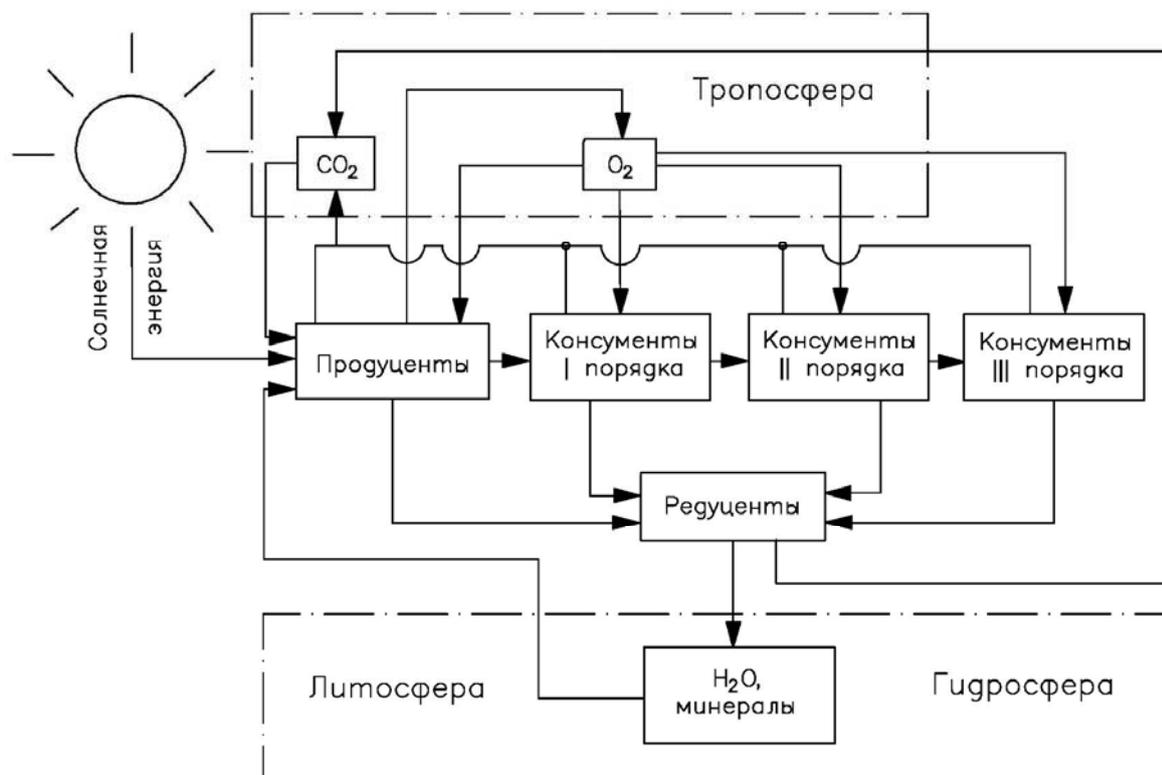


Рис. 1. Схема биотического круговорота веществ в биосфере

**Фотосинтез** – это превращение зелеными растениями и фотосинтезирующими микроорганизмами углекислого газа, воды и других минеральных элементов в сложные органические вещества под воздействием солнечной энергии и при участии поглощающих эту энергию пигментов.

Другие живые организмы (консументы I порядка) для обеспечения процессов жизнедеятельности используют уже готовую органическую продукцию, синтезированную растениями (см. рис. 1), консументы II порядка – органическую продукцию консументов I порядка и т. д.

В процессе обмена веществ живой организм потребляет и усваивает необходимые вещества и выделяет отходы жизнедеятельности. Также происходит процесс старения живых организмов, которые в итоге умирают. Размеры нашей планеты не бесконечны, и в конечном счете все полезное вещество

было бы переработано в бесполезные отбросы. Однако в процессе эволюции был найден великолепный выход: кроме организмов, умеющих строить живое вещество из неживого, появились и другие организмы – **редуценты**, разлагающие это сложное органическое вещество на исходные минералы и газы, готовые к новому использованию. «Единственный способ придать ограниченному количеству свойства бесконечного, – писал В. Р. Вильямс, – это заставить его вращаться по замкнутой кривой» [2]. Также известный американский эколог Б. Коммонер (1974) сформулировал правило безотходности биосферных технологий: «Все должно куда-то деваться». В окружающей среде в соответствии с законом сохранения материи нет такого места, куда бы могли исчезать ненужные предметы, отходы производства. На примерах биотического круговорота веществ видно, как рационально созда-

на биосфера: одни организмы или их останки и отбросы служат пищей для других, т. е. действует принцип безотходного производства. Б. Коммонер отмечал: «В применении к экологии этот закон означает, что в природе не существует такой вещи, как «мусор». В любой природной системе экскременты и отбросы одних организмов служат пищей для других. Углекислый газ, который выделяют животные как отходы дыхания, – это превосходное питательное вещество для зеленых растений. Растения «выбрасывают» кислород, который используется животными. Органические отбросы животных служат пищей для разлагающих бактерий» [3, с. 28].

Механизм взаимодействия живой и неживой природы состоит из вовлечения неживой материи в область жизни. После ряда превращений неживой материи в живых организмах происходит возврат ее в прежнее исходное состояние. Такой круговорот возможен из-за того, что **живые организмы содержат те же химические элементы, что и неживая природа.**

Рассмотрим, как происходит такой круговорот. В. И. Вернадский обосновал, что главным преобразователем энергии, поступающей из космоса (в основном солнечной), является зеленое вещество растений. Только они способны синтезировать первичные органические соединения под воздействием солнечной энергии. Ученый подсчитал, что общая площадь поверхности зеленого вещества растений, поглощающей энергию, в зависимости от времени года составляет от 0,86 до 4,2 % от площади поверхности Солнца. В то же время площадь поверхности Земли < 0,01 % площади поверхности Солнца, т. е. площадь поверхности зеленого вещества превышает площадь поверхности Земли больше чем на два порядка. Эта колоссальная энергопреобразующая фабрика лежит в основе сохранения и поддержания всего живого на

нашей планете [8, с. 265].

Животные, пищей для которых являются растения или другие животные, синтезируют в своем организме новые органические соединения. Органические останки служат пищей для червей, грибов и микроорганизмов, которые в результате превращают их в исходные минералы, выделяя при этом углекислый газ. Эти минералы вновь служат начальным сырьем для создания первичных органических соединений растениями. Таким образом круг замыкается и начинается новое движение атомов.

Вместе с тем круговорот веществ не является абсолютно замкнутым. Часть атомов выходит из круговорота, закрепляется и организуется новыми формами живых организмов и продуктов их жизнедеятельности. Проникая в литосферу, гидросферу и тропосферу, живые организмы производили и производят огромную геохимическую работу по перемещению и перераспределению имеющихся веществ и созданию новых. В этом суть поступательного развития биосферы, т. к. при этом расширяется сфера биогеохимических циклов и укрепляется биосфера. Как отмечал В. И. Вернадский, в биосфере наблюдается постоянное биогенное движение атомов в виде «вихрей».

В отличие от геологического биотического круговорот характеризуется незначительным потреблением энергии. На создание первичного органического вещества расходуется около 1 % солнечной энергии, достигающей поверхности Земли. Вместе с тем этой энергии достаточно для функционирования сложнейших биогеохимических процессов на планете.

**Разложение органических веществ** – жизненно важный процесс преобразования энергии и вещества внутри клеток живых организмов. При прекращении этих процессов все биогенные элементы оказались бы связанными в сложных органических соеди-

нениях мертвых остатков и продолжение жизни стало бы невозможным.

Таким образом, вторым важным фактором, обеспечивающим устойчивое развитие биосферы, является *разложение* органических веществ на исходные минералы и газы.

Третьим по значимости фактором является наличие на планете *воды* в жидком состоянии. Существенное значение для жизнедеятельности клеток имеет вода, содержание которой в них составляет от 60 до 98 %. Без воды невозможен синтез углеводов земными растениями, она является средой, в которой происходят все биохимические реакции. Внутри живых организмов перенос питательных веществ осуществляется в виде водных растворов. Вода транспортирует и выносит из организма продукты распада сложных органических соединений. Она используется для поддержания температурного режима у животных, выделяясь в виде пота, который, испаряясь, понижает температуру поверхности кожного покрова.

Академик И. А. Шилов [4] отмечает, что водный обмен между живыми организмом и средой состоит из двух противоположных процессов: первый – поступление воды в организм, второй – отдача ее в окружающую среду.

У высших растений корневая система всасывает воду из почвы, которая подводится вместе с растительными веществами к отдельным органам и клеткам. Выводится вода в процессе *транспирации* – физиологического испарения воды листьями и другими частями растений. При этом в водном обмене растений около 5 % воды используется для фотосинтеза, а остальное – на компенсацию испарения и поддержания внутреннего гидростатического давления в клетках, уравновешивающего внешнее давление среды – давление атмосферы, а также столба воды для водных растений.

Животные, в том числе и некото-

рые водные, получают воду в основном при питье. Выведение воды из организма происходит с мочой, экскрементами и путем испарения. Многие организмы, обитающие в водной среде, получают и отдают воду через покровы или специализированные участки тканей. Некоторые сухопутные обитатели (беспозвоночные животные, амфибии, многие растения) получают влагу из росы, тумана, дождя.

Важным источником воды для животных является пища. В первую очередь это вода в потребляемых пищевых тканях. Кроме того, при усиленном питании в организме накапливается жировой запас, который используется как энергетический резерв, а также как источник воды. Как отмечалось выше, в процессе окисления органических веществ в организме образуется вода, называемая *метаболической*. Она и является дополнительным источником для организма.

Наиболее распространенный минерал на нашей планете – это вода. В. И. Вернадский писал, что нет другого минерала, кроме воды, который мог бы оказать такое влияние на ход основных геологических процессов. Все земные вещества содержат воду.

Чистая вода представляет собой бесцветную прозрачную жидкость. Это единственный минерал, встречающийся на Земле в естественных условиях в трех агрегатных состояниях: твердом, жидком и газообразном. При переходе из твердого состояния в жидкое, в отличие от других веществ, плотность ее вначале возрастает. Это происходит в диапазоне температур от 0 до 4 °С. Максимальная плотность воды имеет место при 4 °С, и лишь при дальнейшем нагревании плотность воды уменьшается с увеличением температуры. При 0 °С и переходе из жидкого состояния в твердое плотность воды скачком уменьшается с 999,9 до 917,01 кг/м<sup>3</sup>, т. е. более чем на 9 %. Благодаря этому

удивительному свойству при приближении зимы и охлаждении всей толщи воды до 4 °С перемещение ее слоев, вызываемое охлаждением, заканчивается. При дальнейшем понижении температуры окружающей среды вначале происходит охлаждение поверхностного слоя, плотность которого становится меньше, чем нижележащих слоев. Этот поверхностный слой замерзает и остается на поверхности, защищая тем самым нижележащие слои от дальнейшего охлаждения и замерзания [5, с. 197–203].

Если бы плотность воды изменялась так же, как это происходит почти у всех других веществ при переходе из жидкого состояния в твердое, то при приближении зимы поверхностные слои воды охлаждались бы до 0 °С и опускались на дно, освобождая место более теплым слоям. Так происходило бы до тех пор, пока вся толща воды не охладилась до 0 °С и не промерзла.

Благодаря этим свойствам водоемы не промерзают до дна, а лишь имеют ледяной покров. Атомы в кристалле льда расположены неравномерно. Из-за такой рыхлой структуры лед обладает низкой теплопроводностью и хорошо защищает нижележащие слои воды от охлаждения. Поэтому в водоемах средних и низких широт возможны разнообразные и многочисленные формы жизни.

Большое значение для обеспечения существования биосферы имеет и то, что вода обладает аномально высокой теплоемкостью при 0 °С – 4,211 кДж/(кг·К), а при 20 °С – 4,183 кДж/(кг·К). Для сравнения удельная теплоемкость речного сухого песка составляет всего 0,8 кДж/(кг·К), глины – 0,84 кДж/(кг·К), глицерина – 2,43 кДж/(кг·К). Поэтому при переходе от лета к зиме, а также в ночное время вода медленно остывает, отдавая накопленную ранее энергию. В утреннее время и при переходе от зимы к лету вода медленно прогревается. Этим обеспечивается сглаживание амплитуды колебаний среднесуточной и среднегодовой

температуры.

Межъядерные расстояния О–Н в молекуле воды составляют около 0,1 нм, а расстояния между ядрами атомов водорода – примерно 0,15 нм. Внешний электронный слой атома кислорода в молекуле H<sub>2</sub>O составляют восемь электронов. Две электронные пары образуют связи О–Н, а остальные четыре электрона представляют собой две неподеленные электронные пары. Электроны, образующие ковалентные связи О–Н, смещены к более электроотрицательному атому кислорода, поэтому атомы водорода приобретают положительные заряды, хотя в целом молекула воды является электрически нейтральной. Неподеленные электронные пары смещены относительно ядра атома кислорода и создают два отрицательных полюса, т. е. молекула является дипольной [6, с. 46–50].

Молекулярная масса парообразной воды равна 18 и соответствует ее простейшей формуле. Вместе с тем молекулярная масса жидкой воды несколько выше. Это связано с тем, что в жидкой воде из-за дипольности молекул происходит ассоциация молекул, т. е. соединение их в более сложные агрегаты. При этом между молекулами происходит образование водородных связей, причем длина водородной связи примерно в 2 раза больше, чем длина ковалентной связи О–Н в молекуле воды [5, с. 199].

Рассмотрим воду в твердом состоянии. Здесь атом кислорода каждой молекулы образует две водородные связи с соседними молекулами воды, причем две соседние молекулы соприкасаются друг с другом разноименными полюсами. В твердом состоянии молекула связана с тремя соседними молекулами и с одной молекулой в соседнем слое. Из-за этого наблюдается рыхлая структура льда. В нем существуют пустоты, размеры которых превышают размеры молекул воды.

При плавлении льда часть водородных связей разрушается. При температурах, близких к 0 °С, образуются как бы «обломки» структуры льда, состоящие как из определенного количества связанных молекул воды, так и из отдельных молекул. В отличие от льда такие объединения молекул неустойчивы и время их существования незначительно. Пустоты «ледяных» объединений молекул заполняются отдельными молекулами. Очевидно, что плотность воды при этом возрастает.

Дальнейшее нагревание воды приводит к уменьшению числа объединений молекул, соответствующих структуре льда. При этом плотность воды возрастает вплоть до температуры воды, равной 4 °С. При дальнейшем повышении температуры воды этот эффект снижается, а преобладающим становится тепловое расширение и плотность воды начинает уменьшаться.

Для разрыва водородных связей необходимы затраты энергии (около 20 кДж/моль). Поэтому вода и обладает такой высокой теплоемкостью. При замерзании водородные связи восстанавливаются, а энергия, затраченная на их разрыв, выделяется в окружающую среду в виде теплоты.

Только при переходе в газообразное состояние водородные связи между молекулами воды полностью разрушаются. Если бы водородные связи отсутствовали, то вода кипела бы при температуре, близкой к –66 °С, а так кипит при +100 °С.

Водородные связи играют большую роль и в биохимических процессах, происходящих в живых организмах. Они обуславливают спиральные конфигурации в молекулах ДНК. К настоящему времени известно более ста разновидностей структурированных ассоциаций молекул воды. Многие ученые склоняются к выводу, что с этим связан механизм памяти в живых организмах.

На этом удивительные свойства

воды не исчерпываются. Благодаря дипольности молекул вода обладает высокой диэлектрической проницаемостью и способностью быть хорошим растворителем. При растворении веществ с ионной структурой молекулы воды удерживаются около иона силами электростатического притяжения. В этом случае ионы растворенного вещества выступают в качестве акцепторов, а молекулы воды – в качестве доноров электронных пар.

Диссоциация (распад) молекул воды в обычных условиях почти не происходит. При температурах свыше 1000 °С водяной пар начинает разлагаться на водород и кислород, т. е. происходит термическая диссоциация:  $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{H}_2 + \text{O}_2$ . Однако даже при 2000 °С степень термической диссоциации воды не превышает 2 %.

На каждую молекулу воды со стороны окружающих молекул действуют силы притяжения. Поэтому результирующие силы поверхностного слоя оказывают на воду давление, называемое молекулярным. Наличием этого давления объясняется явление **капиллярности**. Сущность его в том, что если в жидкость поместить одним концом открытую в атмосферу трубку малого диаметра  $d$  (капилляр), то в ней устанавливается уровень жидкости  $h$ , отличный от исходного. Если поверхность трубки смачивается водой, то образуется вогнутый мениск и вода поднимается на высоту до нескольких метров (рис. 2). Свойство капиллярности позволяет воде циркулировать в горных породах и почвах, обеспечивает кровообращение у животных и движение соков вверх внутри стволов и стеблей растений.

Кроме того, вода играет неоценимую роль по созданию благоприятной среды обитания для живых организмов. Примерно 44 % солнечной энергии, поступающей к верхней границе атмосферы Земли, поглощается поверхностью

суши и океана, которые разогреваются и генерируют инфракрасное излучение. Большая часть этого инфракрасного излучения поглощается водяными парами и некоторыми парниковыми газами, а остальная – уходит в космос. Из-за парникового эффекта на нашей планете среднегодовая температура приземного

слоя воздуха составляет примерно  $14,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . По этой причине, по данным К. Я. Кондратьева [7], приращение температуры в приземном слое составляет  $\Delta T = 33,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , причем вклад паров воды является определяющим и равным  $20,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  (62,05 %).

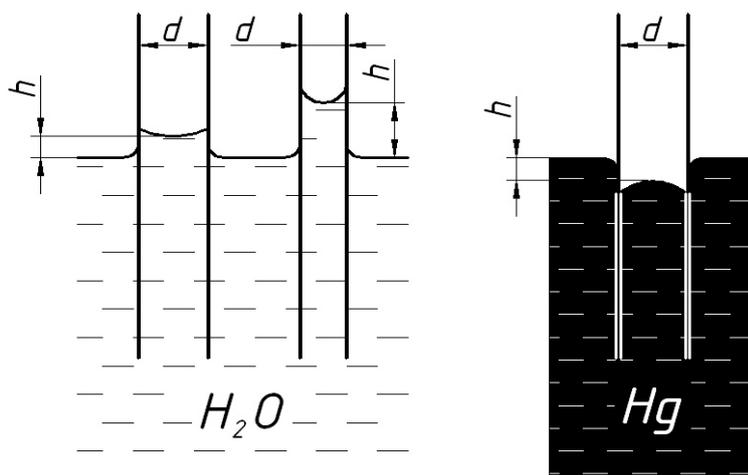


Рис. 2. Явление капиллярности в стеклянных капиллярах при заполнении их различными жидкостями

В биосфере Земли огромную роль играют буферные возможности океана. Мировой океан является крупнейшим накопителем и перераспределителем преобразованной в тепловую солнечной энергии. При этом стабилизируются многие экологические факторы, например, климат, температура, влажность воздуха. На  $1\text{ м}^2$  суши нашей планеты приходится более  $8000\text{ м}^3$  воды Мирового океана (рис. 3).

Происхождение воды на нашей планете до сих пор не объяснено. Вместе с тем очевидно, что для образования молекулы воды необходимо два атома водорода и один атом кислорода. Поэтому многие ученые считают, что вода образовалась в результате синтеза водорода и кислорода на первых этапах формирования Земли из газопылевого облака. Эта гипотеза довольно логично объясняет возникновение воды на

нашей планете.

Если первичная атмосфера Земли сохранила исходный состав среды, из которой образовалась, то она была водородно-гелиевой и водорода было достаточно для синтеза воды. Кислород, вероятно, выделялся из недр Земли, где происходил его синтез, т. к. до сих пор при извержении вулканов в атмосферу выделяется большое количество  $\text{CO}_2$  [9, с. 139].

Часть молекул и атомов в верхних слоях атмосферы, где ее плотность низка, двигаются со скоростью, превышающей вторую космическую, и беспрепятственно уходят за пределы планеты. Этот процесс называется *диссипацией*. Для образования на планете достаточно большого количества воды необходимо, чтобы существенная часть водорода, находящаяся в первичной атмосфере, не успела диссипировать, а соединилась с

кислородом. Это накладывает довольно жесткие условия на массу планеты, ее

радиус и расстояние до звезды.

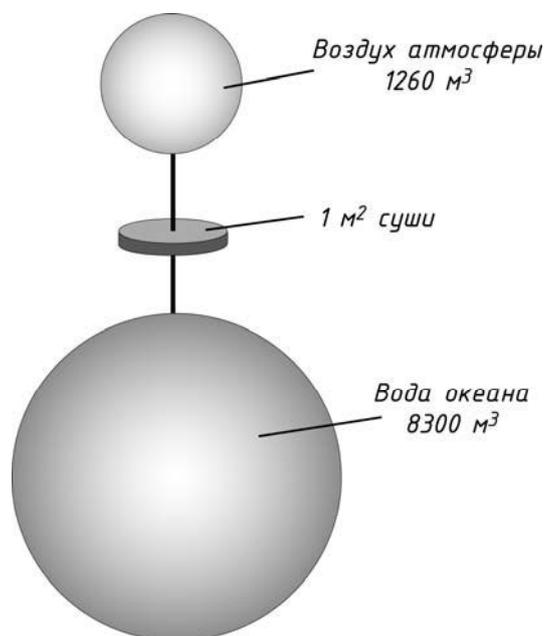


Рис. 3. Объемы атмосферы и океана, приходящиеся на 1 м² суши

Существует также гипотеза, что вода попала на Землю из космического пространства при ее формировании. На взгляд авторов, эта гипотеза значительно слабее первой, т. к. возникает вопрос: почему вода таким путем не попала на другие планеты Солнечной системы?

Таким образом, для *устойчивого развития биосферы на Земле* необходимы три ключевых фактора: **источник световой энергии, вода и биотический круговорот веществ**. Как уже отмечалось, таким источником энергии является Солнце и, по данным астрофизиков, оно будет существовать в почти неизменном виде еще несколько миллиардов лет. Здесь человечество что-нибудь предпринять пока не в состоянии. Вода находится на Земле и зачастую используется людьми крайне нерационально. **Поэтому важнейшей задачей для человечества является сберечь этот драгоценный минерал**

**для будущих поколений.**

При фотосинтезе образуются углеводы, т. е. вещества, содержащие углерод. Таким образом, без углерода невозможно создание первичной органической продукции фотосинтезирующими организмами.

Углерод находится в природе как в свободном состоянии, так и виде многочисленных соединений. Он важнейший биогенный элемент, структурная составляющая органических соединений, участвующих в построении живых организмов. В первую очередь это высокомолекулярные соединения (белки, аминокислоты, жиры, ДНК и т. п.), а также низкомолекулярные вещества (витамины, гормоны и др.).

Особая роль углерода в живых организмах обусловлена совокупностью его уникальных свойств. Такими свойствами не обладает ни один элемент Периодической системы Д. И. Менделеева.

ева. Между атомами углерода образуются прочные связи трех типов: одинарные, двойные и тройные. Одинарные связи формируются за счет одной пары электронов, двойные – двух пар электронов, тройные – трех пар электронов. Для углерода характерно образование четырех ковалентных связей, что позволяет создавать углеродные скелеты различных типов: линейные, разветвленные и циклические. Этим обеспечивается большое разнообразие углеродных соединений. Например, в настоящее время известны примерно 1 млн неорганических углеродных соединений, в то время как органических углеродных соединений более 5 млн. Между атомами углерода и атомами других элементов связи довольно прочные. Поэтому для их разрыва в неживой природе необходимы значительные затраты энергии. В живых организмах из-за наличия ферментов-катализаторов разрыв этих связей происходит в достаточно мягких физиологических условиях при незначительных затратах энергии.

Выше отмечалась огромная роль воды для жизнедеятельности организмов, состоящей всего из двух элементов: водорода и кислорода. Третьим по значимости элементом (а может быть и первым) является углерод (содержание углерода в живых организмах в расчете на сухое вещество составляет у водных животных и растений – 34,5...40 %, у наземных растений и животных 45,4...46,5 %, у микроорганизмов 54 %). Три этих элемента составляют 98 % от общей массы живых организмов. Доля остальных элементов всего 2 %, хотя их роль достаточно значима. Этим объясняется рациональность построения молекул живых организмов: при почти бесчисленном разнообразии углеродных соединений число типов химических связей невелико и, соответственно, для разрыва этих связей при биохимических реакциях необходимо небольшое число

ферментов-катализаторов.

В процессе фотосинтеза участвует углекислый газ, молекула которого «дообрабатывается» до сложной молекулы сахара. В процессе жизнедеятельности организмов происходит распад органических соединений с выделением в окружающую среду  $\text{CO}_2$ . После гибели растений и животных с помощью микроорганизмов происходит минерализация органических остатков также с выделением  $\text{CO}_2$ . При большом избытке отмершей органической продукции микроорганизмы не успевают ее перерабатывать и происходит минерализация углерода. В результате образуются каменные и бурые угли, известняки, нефть [9, с. 140–141].

Растворенный в водах и биологических жидкостях  $\text{CO}_2$  обеспечивает оптимальную для процессов жизнедеятельности кислотность среды. В составе  $\text{CaCO}_3$  углерод участвует в образовании наружных скелетов беспозвоночных, содержится в кораллах, яичной скорлупе птиц.

Углерод – один из достаточно распространенных элементов на Земле. В земной коре его массовое содержание составляет около 0,1 %, в воздухе – около 0,0001 %. Несмотря на такое незначительное содержание, углерод играет ключевую роль в функционировании биосферы. Следует отметить, что для функционирования механизма биосферы необходим не углерод в чистом виде, а его соединение –  $\text{CO}_2$ . Только при этом соединении возможно дальнейшее использование углерода для образования первичных органических соединений.

Два основных соединения  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  и световая энергия поступают из неживой природы к живым фотосинтезирующим организмам, в которых происходит синтез и накопление первичной органической продукции. Это своеобразный «мостик» из неживой природы в живую. Органическая продукция последовательно используется другими жи-

выми организмами вплоть до полной минерализации и возвращения в неживую природу.

Таким образом, обыкновенный лист дерева является связующим звеном между неживой и живой природой. Без этого листа невозможно существование биосферы.

Следует отметить, что для функционирования живых организмов необходимы и другие химические элементы, например, хлор для хлоропласта зеленого листа. Но, на взгляд авторов, они играют все-таки вспомогательную роль, поскольку для подавляющего числа живых организмов по сравнению с углеродом, водородом и кислородом они нужны в ничтожно малых количествах [9, с. 142].

Таким образом, **фундаментальными факторами устойчивого развития биосферы нашей планеты являются солнечная энергия, живые орга-**

**низмы, обеспечивающие протекание процессов фотосинтеза, живые организмы, обеспечивающие протекание процессов разложения останков организмов до исходных минералов, биотический круговорот веществ, наличие на планете гидросферы, наличие на планете атмосферы, наличие на планете углерода.**

Жизнь на нашей планете невозможна без наличия воды и притока солнечной энергии. Если светимость Солнца не зависит от человечества, то бережное отношение к воде – прямая обязанность каждого жителя Земли. Кроме того, чем больше на планете видов живых организмов, тем более устойчива биосфера. Поэтому сохранение видового разнообразия является фактором устойчивости биотических круговоротов и, соответственно, устойчивого развития биосферы.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шкловский, И. С. Вселенная, жизнь, разум / И. С. Шкловский ; под ред. Н. С. Кардашева и В. И. Мороза. – М. : Наука, 1987. – 320 с.
2. Вильямс, В. Р. Общие данные о происхождении материнских пород и общие элементы почвообразовательного процесса / В. Р. Вильямс // Почвоведение : сб. тр. – М. : Моск. СХИ, 1914. – Вып. 1.
3. Коммонер, Б. Замыкающийся круг. Природа, человек, технология / Б. Коммонер ; под ред. Е. К. Федорова. – Л. : Гидрометеиздат, 1974. – 280 с.
4. Шилов, И. А. Экология : учебник / И. А. Шилов. – М. : Высш. шк., 2000. – 512 с.
5. Глинка, Н. Л. Общая химия : учеб. пособие / Н. Л. Глинка ; под ред. В. А. Рабиновича. – Л. : Химия, 1983. – 704 с.
6. Леше, К. Физика молекул : пер. с нем. / А. Леше. – М. : Мир, 1987. – 232 с.
7. Кондратьев, К. Я. Глобальный климат / К. Я. Кондратьев. – СПб. : Наука, 1992. – 358 с.
8. Маврищев, В. В. Основы экологии : учебник / В. В. Маврищев. – 3-е изд., испр. и доп. – Минск : Выш. шк., 2007. – 447 с. : ил.
9. Галюжин, С. Д. Основные факторы существования жизни на земле / С. Д. Галюжин, Д. С. Галюжин, О. М. Лобикова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1. – С. 131–142.

Статья сдана в редакцию 25 февраля 2017 года

**Сергей Данилович Галюжин**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
**Александр Сергеевич Галюжин**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
**Ольга Михайловна Лобикова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
**Надежда Васильевна Лобикова**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Sergey Danilovich Haliuzhyn**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
**Aleksandr Sergeyeovich Haliuzhyn**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
**Olga Mikhailovna Lobikova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University.  
**Nadezhda Vasilyevna Lobikova**, student, Belarusian-Russian University.

## СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 697.343

*И. А. Леонович, А. А. Александриков, В. В. Титов*

### АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФАКТОРОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПИ-ТРУБ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

UDC 697.343

*I. A. Leonovich, A. A. Aleksandrikov, V. V. Titov*

### ANALYSIS OF MAIN FACTORS OF PRODUCTION THAT PROVIDE DURABILITY OF PRE-INSULATED PIPES FOR HEAT SUPPLY NETWORKS

#### **Аннотация**

Продление срока службы труб теплофикационных сетей является крайне важной задачей. В статье представлен анализ стадий производства предварительно изолированных труб, начиная от выбора материала и заканчивая контролем качества произведенной продукции. Для определения значимости факторов, от которых в наибольшей степени зависит долговечность тепловых сетей, использован метод анализа иерархий (МАИ).

#### **Ключевые слова:**

предварительно изолированные трубы, тепловые сети, пенополиуретановая теплоизоляция, полиэтиленовая оболочка, герметичность, нормализованный вектор приоритетов, матрица попарных сравнений.

#### **Abstract**

The extension of service life of heat network pipes is an extremely important task. The paper presents the analysis of production stages of pre-insulated pipes, starting with the choice of material and ending with the quality control of finished products. The hierarchy analysis method (HAM) is used to determine the significance of factors on which the durability of heat supply networks depends most.

#### **Key words:**

pre-insulated pipes, heat supply networks, polyurethane foam insulation, polyethylene jacket, impermeability, normalized priority vector, pairwise comparison matrix.

#### **Введение**

Отличительной особенностью современных предварительно изолированных труб (ПИ-труб) является объединение в единую монолитную конструкцию проводящей трубы, слоя теплоизоляции и защитной оболочки.

В большинстве случаев труба, по которой доставляется теплоноситель, выполняется из стали. В качестве тепловой изоляции используется вспененный полиуретан (пенополиуретан – ППУ). Материалом защитной оболочки служит полиэтилен высокой плотности или

тонколистовая оцинкованная сталь в зависимости от вида прокладки трассы (подземная или надземная). В слое теплоизоляции размещаются провода системы оперативного дистанционного контроля (СОДК) для фиксации и локализации места намокания пенополиуретана при протечке трубы.

Замена традиционных труб с навесной изоляцией на ПИ-трубы повышает надежность теплоснабжения, позволяет снизить потери при транспортировке тепловой энергии, затраты на эксплуатацию и ремонт тепловых сетей и осуществлять непрерывный контроль за состоянием изоляции. В рамках общей политики увеличения энергетической эффективности Советом Министров Республики Беларусь было принято Постановление № 1820 от 27.12.2002 г. о строительстве, реконструкции и капитальном ремонте тепловых сетей и систем теплоснабжения с применением только предварительно изолированных труб. При соблюдении технологии прокладки теплотрасс срок службы качественных ПИ-труб составляет не менее 25 лет, и ставится задача довести его до 30 лет и более.

Основным направлением исследования в представленной работе является поиск путей повышения долговечности предварительно изолированных труб при их производстве. Для определения значимости факторов, от которых в наибольшей степени зависит долговечность тепловых сетей, использован метод анализа иерархий (МАИ). В исследовании не учитывался уровень финансовых затрат предприятия при выборе исходных материалов и оборудования, т. к. часто стремление увеличить рентабельность производства не совпадает с требованиями долговременного качества продукции.

На этапе отбора и систематизации факторов, влияющих на качество трубы, использовалась информация из [1–13], включая нормативные документы, и опыт производства труб на предприяти-

ях ЗАО «Завод полимерных труб» (г. Могилев) и ООО «СМИТ-Ярцево» (г. Ярцево Смоленской области).

Выделены наиболее весомые факторы, объединенные в две группы: *выбор исходного материала и процесс производства*.

### **Исходные материалы**

Основную задачу по обеспечению герметичности выполняет *внутренняя стальная труба*, материал которой должен обладать набором характеристик, обеспечивающих его коррозионную и механическую стойкость при использовании в тепловых сетях с максимальной температурой воды в 160 °С при возможных гидравлических ударах. Отказы трубопроводов вызываются совместным действием механической и термоусталости и коррозионно-активной среды. Цикличность в последующей эксплуатации трубопровода связана с изменением величины эксплуатационных нагрузок и температуры носителя. Не допускаются к применению в тепловых сетях трубы со сварными поперечными соединениями или спиральным швом [1–3].

При строительстве трубопроводов используют трубы из углеродистых и низколегированных сталей. Механические дефекты труб могут быть в исходной заготовке, возникать при изготовлении труб на заводе, в процессе транспортировки и хранения. Они проявляются в виде микротрещин, пятен ржавчины, остаточных деформаций, искривленности, овальности труб, гофр, возникающих при пластической деформации. Язвенная коррозия труб может оказаться причиной зарождения усталостных трещин и хрупких разрушений. Сплошная равномерная коррозия, которая развивается с меньшей скоростью, не так опасна. При эксплуатации поверхностные дефекты развиваются во времени и, если глубина проникновения коррозионного или механического по-

вреждения равна толщине стенки трубы, труба разгерметизируется даже при отсутствии давления.

Развитие локальной и общей внутренней коррозии в значительной мере зависит от коррозионной стойкости сталей, применяемых для изготовления труб, и определяется чистотой металла по коррозионно-активным неметаллическим включениям. Гидравлические удары при проведении гидравлических испытаний могут привести к коррозионному растрескиванию около этих скоплений и развитию микротрещин [5].

Значительное количество аварий происходит из-за использования труб, уже бывших в употреблении [6]. В процессе длительной эксплуатации стальных трубопроводов в трубах накапливаются повреждения, связанные с деформационным старением. Общее количество циклов за нормативный срок службы трубопровода составляет около  $8 \cdot 10^4$ , что может вызвать разрушение даже новых труб. Бывшие в употреблении трубы уже прошли начальные процессы накопления повреждений и образования микротрещин. В новых жестких условиях напряженного и температурного нагружения завершающая стадия усталостного процесса развивается ускоренно. Эти процессы вызывают снижение пластичности металла, степень которого зависит от продолжительности эксплуатации труб. В дальнейшем при сварке таких труб в зоне термического влияния активизируются структурные превращения, снижающие работоспособность сварных соединений [6].

В качестве *тепловой изоляции* в ПИ-трубах используется вспененный полиуретан (пенополиуретан – ППУ), который обладает низкой теплопроводностью, адгезивной прочностью сцепления со стальной трубой и наружной оболочкой и термостойкостью. Последние качества оказывают значительное влияние на долговечность трубы в целом. Отслоение пены или её разрушение от температурного воздействия приво-

дит к образованию полостей внутри трубы. При отрицательных температурах наружного воздуха высока вероятность образования конденсата в этих полостях, что приводит к намоканию пены. При этом начинается процесс гидролиза пенополиуретана с образованием коррозионно-активных веществ (растворы карбоновых кислот). В результате начинает прогрессировать наружная коррозия на металлической трубе, которая распространяется с неконтролируемой скоростью.

К пенополиуретану в составе ПИ-трубы предъявляется ряд требований по нормативным документам РБ [1, 2]. Изоляционный материал в трубе работает в основном на сжатие, а не на растяжение, но может подвергаться также изгибающим или сдвиговым напряжениям. Пенополиуретан должен иметь однородную структуру. Средний размер ячеек в радиальном направлении должен быть не более 0,5 мм. Пустоты не должны уменьшать толщину термоизоляции более чем на 1/3 от ее номинальной толщины. Количество закрытых пор в пенополиуретане – не менее 82 %. Кажущаяся плотность термоизоляции должна быть более  $60 \text{ кг/м}^3$ , водопоглощение по объему после кипячения в течение 90 мин в дистиллированной воде – не более 10 %. Теплопроводность  $\lambda$  жесткого пенополиуретана не должна превышать  $0,033 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

Основные из ранее применявшихся пенообразователей – фреоны – были запрещены для производства из-за их отрицательного влияния на озоновый слой. Юридические ограничения заставили производителей жестких пенопластов рассматривать другие альтернативные варианты, например водные или углеводородные вспениватели, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. Перечисленным ранее требованиям соответствуют трубы с теплоизоляцией на основе циклопентана, которые обладают такими преимуществами, как уменьшенный коэффициент теп-

лопроводности 0,027 Вт/(м·К) в сравнении с пенами на основе водных вспенивателей (0,033 Вт/(м·К)), более высокие адгезивные свойства к трубе и оболочке, стабильные теплофизические параметры пены на протяжении всего срока эксплуатации трубопровода (30 лет), соответствие требованиям экологии [7]. Только немногие производители ПИ-труб используют циклопентан в качестве пенообразователя, т. к. требуется серьезное переоборудование производства из-за его высокой горючести.

В качестве *материала для защитной оболочки* ПИ-труб применяется полиэтилен высокой плотности (ПНД, HDPE), получаемый реакцией полимеризации этилена при низком давлении, что обусловлено его физико-химическими характеристиками: высокой твердостью и прочностью, паро- и водонепроницаемостью, хорошей химической стойкостью по отношению к большинству агрессивных сред с содержанием кислот, щелочей, жиров и масел, отличными диэлектрическими свойствами [1–4].

Полиэтилен высокой плотности обладает достаточной стойкостью к растрескиванию и механическим воздействиям. Однако в условиях низких минусовых температур при силовом воздействии на полиэтиленовую оболочку возможен эффект «быстрого распространения трещин» или хрупкое разрушение. Это связано с возникновением комбинации напряжений от внутреннего давления пены и температурного сжатия. Чувствительность оболочки к данному эффекту возрастает с увеличением толщины стенки.

По нормативным документам РБ, трубы-оболочки изготавливают методом экструзии из полиэтилена марок не ниже ПЭ80, имеющего показатель текучести расплава не более 1,2 г/10 мин [4]. При изготовлении оболочек допускается добавка недеградированного, чистого вторичного полиэтилена тех же марок, но не более 5 % по массе, образующегося

на собственном производстве завода-изготовителя. Плотность полиэтилена должна быть не менее 930 кг/м<sup>3</sup>, содержание сажи – (2,5 ± 0,5) % по массе. На наружной и внутренней поверхности, а также по торцу труб не допускаются пузыри, раковины, вздутия, любые посторонние включения, видимые без применения увеличительных приборов, а также следы термического разложения материала. Относительное удлинение полиэтилена при разрыве должно быть не менее 350 % [4].

В результате отбора в первую группу «Исходный материал» вошло 10 факторов: коррозионная стойкость стали; толщина стенки стальной трубы; наличие спиральных и поперечных сварных швов в трубе; применение труб, бывших в употреблении; наличие в трубе микротрещин и коррозии; вид вспенивателя для ППУ; качество компонентов ППУ; толщина стенки внешней оболочки; марка полиэтилена; применение вторичного сырья для оболочки.

### ***Процесс производства труб***

Технологический процесс изготовления ПИ-труб реализуется на производственной поточно-механизированной линии.

Поверхность трубы, поступающей с металлургического завода, покрыта слоем окалины, состоящей преимущественно из оксида FeO. При длительном хранении образуется ржавчина, состоящая из оксидов Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> и содержащая гидроксид Fe(OH)<sub>3</sub> и воду. На поверхности возможны другие загрязнения, например масляные. Окалина, как и ржавчина, является ненадежным основанием для пенополиуретана, т. к. имеет отличающийся от стали коэффициент температурного расширения и при смене температур может отслаиваться от стали. Для обеспечения связи стали с пенополиуретановой теплоизоляцией необходима тщательная очистка поверхности трубы (до класса Sa3 по

ISO 8501–1:2007) [8].

При подготовке наружной поверхности стальных труб используются дробеструйная или дробеметная обработка, щеточная очистка, обработка пламенем или химическими реагентами. Только дробеструйная или дробеметная обработка обеспечивает требуемое качество поверхности и максимальную прочность сцепления пены с трубой. Между поверхностной обработкой и заливкой компонентов полиуретановой пены необходим минимальный перерыв, т. е. труба должна очищаться на непрерывно действующей линии производства.

Внутренняя поверхность полиэтиленовой трубы-оболочки также должна обрабатываться для обеспечения достаточной адгезии с пенополиуретаном.

Прочность связи между поверхностью полимерных материалов и пенополиуретаном зависит от величины поверхностной энергии [8]. Среди пластмасс самую низкую поверхностную энергию имеют полиэтилен и полипропилен. Очистка внутренней поверхности трубы-оболочки с помощью различных растворителей, обезжиривание, травление, обработка горячим воздухом или пламенем благоприятно сказываются на адгезионной прочности, но недостаточны для обеспечения прочной связи с пенополиуретаном. Рекомендуется производить обработку поверхности полиэтилена коронным разрядом. Поверхность приобретает уникальные свойства, возрастает её поверхностная энергия, она становится «шероховатой» на молекулярном уровне. Уровень активации очень быстро падает в начальный период хранения материала, причём скорость спада для труб с более высоким уровнем обработки выше. Поэтому при затягивании процесса сборки трубы может понадобиться повторная обработка коронным разрядом.

Очищенная металлическая труба помещается на сборочный стенд. Здесь на стальную трубу одеваются центри-

рующие опоры (центраторы). Они обеспечивают регламентируемый конструкцией зазор между трубой и оболочкой. Их количество рассчитывается в зависимости от веса стальной трубы, они располагаются с равномерным шагом 0,7...1 м. При установке центраторов не допускаются перекосы, т. к. они могут изменить положение проводов СОДК и вызвать пустоты в теплоизоляции [1].

По всей длине стальной трубы с двух или более сторон через ушки центраторов пропускаются провода СОДК из неизолированной мягкой меди марки ММ, сечением 1,5 мм<sup>2</sup>, ориентированные по прямой линии. Во время запенивания сигнальные провода должны проходить в межтрубном пространстве строго эквидистантно оси стальной трубы без провисания, т. к. может образоваться брак – закорачивание сигнального провода СОДК на трубу.

Подготовленная стальная труба (одеты центраторы, протянут провод СОДК) помещается в полиэтиленовую оболочку. Для этого применяется траковое тянущее устройство. Подающим конвейером собранная труба помещается в камеру для термостатирования, которое необходимо для обеспечения протекания процесса формирования пенополиуретановой теплоизоляции и получения стабильных показателей связи пены со стальной трубой и оболочкой. Тепловентиляторы подают поток горячего воздуха вовнутрь стальной трубы. Обратный поток идёт по пространству между наружной поверхностью стальной трубы и внутренней поверхностью оболочки.

Далее на торцы полученной конструкции «труба в трубе» устанавливаются заливочные заглушки, при этом в межтрубном пространстве создается герметичная полость для заполнения пенополиуретаном. На этом этапе собранные трубы с заглушками подготовлены к запениванию.

Пенообразователь может быть за-

ранее перемешан с полиолом или же добавлен в смеситель или смесительную головку под давлением.

Соблюдение режимов запенивания является необходимым условием обеспечения адгезии пенополиуретана к стальной трубе и оболочке. Основными требованиями являются точное дозирование компонентов, качественное смешивание и поддержание необходимой температуры (20...23 °С). Соответственно, трубы должны быть, особенно в зимнее время, обязательно прогреты до этой температуры. В противном случае будет происходить слишком быстрая потеря тепла пеной, что приведет к недостаточной реакционной способности на границе пены и трубы и, как следствие, к слабой адгезии пены к трубе. Расход пены заливочной машиной должен быть таким, чтобы расчетное количество смешанных компонентов было введено в трубу за время старта системы. Минимальный объем заполнения должен быть достаточно большим, чтобы пена заполнила трубу до начала нитеобразования, иначе ячейки пены будут вытянутыми. Это приведет к плохим механическим свойствам пены на концах трубы.

Типовое соотношение полиола к изоцианату 1:2. Так как соотношение компонентов определяет будущие характеристики полимера, процесс дозирования должен быть тщательно контролирован. На современном оборудовании это осуществлено с помощью компьютеризированной панели управления [7].

В зависимости от положения трубы в процессе заливки вспенивающихся компонентов различают технологии заливки снизу, сверху и по центру. Технология заливки может осуществляться с постоянным положением заливочной головки или с движущейся головкой. Заливочные машины могут быть высокого и низкого давления. Более совершенными являются установки высокого давления. В них компоненты подаются

в смесительную камеру под давлением около 10 МПа (100 атм). Установки высокого давления обеспечивают использование современных вспенивающих агентов, качественное смешивание компонентов и высокую производительность. Возможность применения того или иного способа заливки зависит от конкретного производителя [9].

Заполненные композицией трубы выдерживаются до отверждения пены. После заливки оператором запускается таймер, устанавливающий время выдержки, по истечении этого времени заглушки снимаются.

Затем производится температурная стабилизация ПИ-трубы. Она заключается в выдержке при температуре 20...25 °С в течение 24 ч для завершения процессов формирования теплоизоляции. Только после термической обработки труба маркируется и отправляется на склад или отгружается заказчику.

В результате анализа во вторую группу «Процесс производства» вошло шесть факторов: сушка и очистка поверхности стальной трубы; подготовка внутренней поверхности оболочки; качество сборки (соосность труб и проводников СОДК); качество запенивания (способ, дозировка, температура); температурно-влажностные условия отверждения пены; уровень технического контроля качества этапов производства.

### **Оценка значимости факторов**

Для оценки значимости разнородных факторов, влияющих на достижение поставленной цели (качество ПИ-труб), использован метод анализа иерархий (МАИ), основанный на аддитивной свертке, который позволяет не только найти наилучшее решение, но и оценить его достоверность [13–15]. Методика включает в себя рассмотрение уже имеющейся информации, связанной с областью исследования. При этом будет наблюдаться прямая зависимость между объемом доступной информации

(количеством найденных факторов) и адекватностью дальнейшей оценки.

На первом этапе исследований составляется матрица попарных сравнений факторов внутри каждой группы, на втором – вычисляется *нормализованный вектор приоритетов* (НВП) для каждого фактора, на третьем – проверяется согласованность составленной матрицы. Таким образом, по величине НВП выявляются те факторы, которые оказывают наибольшее влияние на долговечность ПИ-труб.

Инструментом расчета является матрица попарных сравнений отдельных факторов, элементы которой полу-

чены в результате присвоения лингвистической оценке относительной важности количественного значения [14]. Использование лингвистических оценок намного облегчает ранжирование факторов.

В лингвистической шкале 9 градаций (табл. 1), что связано с психофизическими особенностями человека как субъекта принятия решений и обработки информации. На практике чаще всего используются только нечетные оценки. При отсутствии каких-либо предпочтений между частными показателями  $a_{ij} = 1$ .

Табл. 1. Вербальные оценки относительной важности

Интенсивность важности	Количественная оценка $a_{ij}$
1	Равная важность
3	Умеренное превосходство
5	Значительное превосходство
7	Сильное превосходство
9	Очень сильное превосходство
2, 4, 6, 8	Промежуточные значения важности

Оценка элемента  $j$  с элементом  $i$  ( $a_{ji}$ ) имеет обратное значение к оценке  $a_{ij}$ . В итоге попарные оценки дают суммарный итог в виде коэффициентов относительной важности  $a_1, a_2, \dots, a_n$ .

Составляется соответствующая матрица  $A\{a_{ij}\}$  для каждой группы факторов размером  $n \times n$ , которая получает-

ся обратно симметричной. Для каждой матрицы вычисляют множество собственных векторов с последующей нормализацией результата к единице.

Для вычисления собственных векторов определяется среднее геометрическое в каждой строчке матрицы:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \sqrt[n]{\text{произведение элементов } 1^{\text{й}} \text{ строки,}} \\
 a_2 &= \sqrt[n]{\text{произведение элементов } 2^{\text{й}} \text{ строки,}} \\
 &\dots \\
 a_n &= \sqrt[n]{\text{произведение элементов } n^{\text{й}} \text{ строки.}}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Вычисляется сумма средних геометрических значений матрицы:

$$\Sigma = a_1 + a_2 + \dots + a_n .
 \tag{2}$$

Нормализованный вектор приоритетов  $x_i$  определяется по формуле

$$x_i = \frac{a_i}{\sum} \quad (i = 1 \dots n). \quad (3)$$

Каждый компонент НВП представляет собой оценку важности соответствующего фактора. Сумма компонентов  $x_i$  равна единице.

Вербальные оценки относитель-

$$\lambda_{\max} = \sum_{i=1}^n \left( \sum_{i=1}^n (\text{элементы } i\text{-го столбца}) x_i \right). \quad (4)$$

Рассчитывается индекс согласованности (ИС):

$$\text{ИС} = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1}. \quad (5)$$

Вычисляется отношение согласованности (ОС):

$$\text{ОС} = \frac{\text{ИС}}{\text{ПСС}}, \quad (6)$$

где ПСС – показатель случайной согласованности, определяемый теоретически для случая, когда оценки в матрице представлены случайным образом, и зависящий только от размера матрицы (табл. 2) [14, 15].

Табл. 2. Значения показателя случайной согласованности (ПСС)

Размер матрицы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ПСС	0	0	0,58	0,90	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

Оценки в матрице считаются согласованными, если  $\text{ОС} \leq 10 \dots 15 \%$ , в противном случае их надо пересматривать.

В исследовании при попарном сравнении факторов оценивалась степень их влияния на долговечность труб (трубопровода) как в положительную, так и в отрицательную сторону.

Вершинный граф, построенный для группы «Исходный материал» (С1), показан на рис. 1.

Матрица попарных сравнений отдельных факторов группы С1 и ее характеристики ( $\lambda_{\max}$ , ИС и ОС) показаны на рис. 2.

Отношение согласованности (ОС)

составило 11 % от показателя случайной согласованности (ПСС), который для матрицы размером  $n = 10$  равен 1,49 (см. табл. 2). Следовательно, оценки в матрице согласованы.

Анализ группы факторов «Исходные материалы» показал, что наибольшей значимостью обладают факторы Ф5, Ф4 и Ф1. Следовательно, при подготовке производства повышенной эффективностью обладают средства, вложенные в приобретение качественных стальных труб, которые в результате хранения и транспортировки не приобрели внутренних и внешних дефектов (НВП = 0,225) и которые не были в употреблении (НВП = 0,211), с высокой кор-

розионной стойкостью (НВП = 0,109). Факторы, отвечающие за выбор исходного материала для изоляции и оболоч-

ки, по результатам расчета обладают значительно меньшей значимостью для долговечности ПИ-трубы.

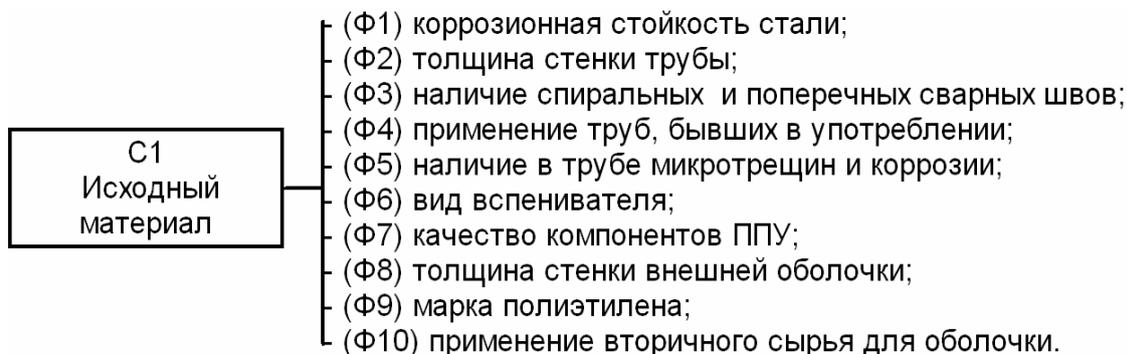


Рис. 1. Граф группы «Исходный материал»

Исходный материал

C1	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4	Ф5	Ф6	Ф7	Ф8	Ф9	Ф10	НВП
Ф1	1	2	2	1/5	1/2	3	3	2	3	1/2	0,109
Ф2	1/2	1	1/2	1/7	1/5	2	2	3	3	3	0,084
Ф3	1/2	2	1	1/5	1/7	2	2	1/2	1/2	1/2	0,056
Ф4	5	7	5	1	1/3	3	3	1	5	3	0,211
Ф5	2	5	7	3	1	2	2	3	3	2	0,225
Ф6	1/3	1/2	1/2	1/3	1/2	1	1	1/2	1/2	2	0,052
Ф7	1/3	1/2	1/2	1/3	1/2	1	1	3	1	1	0,062
Ф8	1/2	1/3	2	1	1/3	2	1/3	1	1	2	0,071
Ф9	1/3	1/3	2	1/5	1/3	2	1	1	1	1/2	0,056
Ф10	4	1/3	2	1/3	1/2	1/2	1	1/2	2	1	0,074

$\lambda_{\max} = 12,19$   
 ИС = 0,24  
 ОС = 0,16

Рис. 2. Матрица попарных сравнений факторов группы C1

Вершинный граф, построенный для группы «Процесс производства» (C2), показан на рис. 3.

Матрица попарных сравнений отдельных факторов группы C2 и ее характеристики ( $\lambda_{\max}$ , ИС и ОС) показаны на рис. 4.

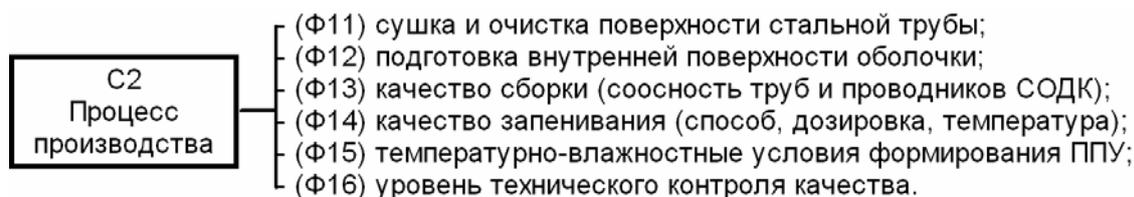


Рис. 3. Граф группы «Процесс производства»

Процесс производства							
С2	Ф11	Ф12	Ф13	Ф14	Ф15	Ф16	НВП
Ф11	1	1	2	1	2	1/5	0,155
Ф12	1	1	1/2	1/2	1/2	1/3	0,095
Ф13	1/2	2	1	1	2	2	0,202
Ф14	1	2	1	1	2	1/2	0,180
Ф15	1/2	2	1/2	1/2	1	2	0,143
Ф16	5	3	1/2	2	1/2	1	0,225
						$\lambda_{\max} =$	7,13
						ИС =	0,23
						ОС =	0,18

Рис. 4. Матрица попарных сравнений факторов группы С2

Отношение согласованности (ОС) составило 14,7 % от показателя случайной согласованности (ПСС), который для матрицы размером  $n = 6$  равен 1,24 (см. табл. 2). Следовательно, оценки в матрице согласованы.

Анализ группы факторов «Процесс производства» показал, что наибольшей значимостью для долговечности трубы обладают факторы Ф16, Ф13 и Ф14 в порядке убывания. На первом месте стоит уровень технического контроля качества на предприятии (НВП = 0,225). Из операций процесса производства наиболее значимыми оказались качество сборки (соосность труб и проводников СОДК) (НВП = 0,202) и качество запенивания (способ, дозировка, смешивание, температура) (НВП = 0,180).

### Выводы

1. Наибольшую весомость в обеспечении долговечности трубопровода имеет стальная внутренняя труба. Выбор марки стали трубы следует производить с учетом коррозионной активности воды-теплоносителя в различных регионах.

2. Выбор исходных материалов для изоляции и защитной оболочки в боль-

шей степени регламентирован и оставляет меньшую возможность варьирования для производителей, поэтому весомость таких факторов оказалась значительно меньше. На экспертную оценку при составлении матрицы попарных сравнений повлияло также то, что при недостаточном качестве защитной оболочки и теплоизоляции герметичность в течение некоторого времени обеспечивается за счет стальной трубы.

3. Высокая долговечность теплоизоляции (более 25 лет) может быть обеспечена применением углеводородных вспенивателей (циклопентан и др.) при производстве пенополиуретана. Необходимо ускоренный переход на эти технологии всех производителей.

4. Химико-физические факторы создания слоя тепловой изоляции показали их высокую значимость, которая соизмерима со значимостью технологических факторов механической сборки системы «труба в трубе».

5. При производстве ПИ-труб наиболее значимым является уровень технического контроля качества на предприятии, т. к. грамотная организация этой службы должна обеспечить качественное выполнение всех операций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СТБ 2252–2012.** Трубы стальные, предварительно термоизолированные пенополиуретаном. Технические условия. – Минск : Госстандарт, 2012. – 38 с.
2. **СТБ 2270–2012.** Изделия стальные, предварительно термоизолированные пенополиуретаном. Общие технические условия. – Минск : Госстандарт, 2012. – 42 с.
3. **EN 253:2009.** Системы магистрального теплоснабжения. Предварительно изолированные сварные системы трубопроводов для подземных сетей горячего водоснабжения. Трубопроводы стальные в сборе с полиуретановой теплоизоляцией и наружной трубой из полиэтилена. – CEN/TC 107 «Prefabricated district heating pipe systems», 2009. – 54 с.
4. **СТБ 2251–2012.** Трубы-оболочки из полиэтилена для ПИ-труб и изделий к ним. Технические условия. – Минск : Госстандарт, 2012. – 8 с.
5. **Матвеев, В. И.** Определение состояния металла трубопроводов тепловых сетей по результатам обследования индикаторов коррозии и инженерной диагностики [Электронный ресурс] / В. И. Матвеев, С. Я. Алибекова // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 12 (88). – Режим доступа: [http://www.ntsн.ru/12\\_2007.html](http://www.ntsн.ru/12_2007.html). – Дата доступа: 16.01.2016.
6. Опасность применения труб, бывших в использовании, при производстве труб в ППУ изоляции / С. К. Павлюк [и др.] // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 11 (123). – С. 25–29.
7. **Шалыжин, К. А.** О преимуществах изделий в ППУ изоляции, изготовленных с применением циклопентана [Электронный ресурс] / К. А. Шалыжин // Новости теплоснабжения. – 2012. – № 9 (145). – Режим доступа: [http://www.ntsн.ru/9\\_2012.html](http://www.ntsн.ru/9_2012.html). – Дата доступа: 17.01.2017.
8. **Келлнер, Ю.** Способы производства полиуретановых предизолированных труб для систем центрального отопления [Электронный ресурс] / Ю. Келлнер // ПОЛИМЕР-СТРОЙ. – 2012. – Режим доступа: [http://www.nny.ru/statyi\\_26\\_04\\_04.phtml](http://www.nny.ru/statyi_26_04_04.phtml). – Дата доступа: 12.03.2016.
9. **Иванов, С. А.** Вероятность гидравлического удара в системе теплоснабжения, причины и последствия / С. А. Иванов // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 2. – С. 44–46.
10. **Заглубоцкий, Н. З.** Трубы в пенополиуретановой изоляции. Пора решать проблемы [Электронный ресурс] / Н. З. Заглубоцкий, Г. В. Круталевич // Новости теплоснабжения. – 2011. – № 4 (128). – Режим доступа: [http://www.ntsн.ru/4\\_2011.html](http://www.ntsн.ru/4_2011.html). – Дата доступа: 17.01.2017.
11. Надежность и энергоэффективность тепловых сетей [Электронный ресурс] // «Энергосовет». – 2010. – № 7 (12). – Режим доступа: [http://www.energosoвет.ru/bul\\_stat.php?num=12](http://www.energosoвет.ru/bul_stat.php?num=12). – Дата доступа: 07.12.2016.
12. **Корытцын, В. А.** Качество трубопроводов в ППУ изоляции – залог их надежной и эффективной эксплуатации [Электронный ресурс] / В. А. Корытцын // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 6. – Режим доступа: <http://www.flowsystem.ru/ru/company/591>. – Дата доступа: 17.01.2017.
13. **Саати, Т.** Аналитическое планирование. Организация систем: пер. с англ. / Т. Саати, К. Керис. – М. : Радио и связь, 1991. – 224 с.
14. **Романов, В. Н.** Основы системного анализа : учеб. пособие / В. Н. Романов. – СПб : СЗГЗТУ, 1996. – 206 с.
15. **Романов, В. Н.** Системный анализ для инженеров / В. Н. Романов. – СПб : СЗГЗТУ, 2006. – 186 с.

*Статья сдана в редакцию 2 марта 2017 года*

**Ирина Анатольевна Леонович**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: [loleonina@gmail.com](mailto:loleonina@gmail.com).

**Антон Александрович Александриков**, инженер-проектировщик, ООО «СМИТ-Ярцево». E-mail: [galeon@yandex.ru](mailto:galeon@yandex.ru).

**Владимир Вячеславович Титов**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Irina Anatolyevna Leonovich**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: [loleonina@gmail.com](mailto:loleonina@gmail.com).

**Anton Aleksandrovich Aleksandrikov**, design engineer, «SMIT-Yartsevo» Group. E-mail: [galeon@yandex.ru](mailto:galeon@yandex.ru).

**Vladimir Vyacheslavovich Titov**, student, Belarusian-Russian University.

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 2(55) 2017

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Оформление обложки	Е. С. Лустенкова
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 26.05.2017. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 17,9. Уч.-изд. л. 20,0. Тираж 100 экз. Заказ 2853.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография  
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь