

# Вестник БарГУ

Научно-практический журнал

Издаётся с марта 2013 года  
Выходит 2 раза в год

№ 2 (16), ноябрь, 2024

Серия «Технические науки»

Учредитель: учреждение образования  
«Барановичский государственный университет».

Адрес редакции:  
ул. Войкова, 21, 225404 г. Барановичи.  
Телефон: +375 (163) 64 34 77.  
E-mail: vestnikbargu@gmail.com .

Подписные индексы: 00999 — для индивидуальных подписчиков; 009992 — для организаций.  
Свидетельство о регистрации средств массовой информации № 1533 от 30.07.2012, выданное Министерством информации Республики Беларусь.

В соответствии с приказом Высшей аттестационной комиссии Республики Беларусь от 21 января 2015 г. № 16 научно-практический журнал «Вестник БарГУ» серия «Технические науки» включён в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам.

Научно-практический журнал «Вестник БарГУ» включен в РИНЦ (Российский индекс научного цитирования), лицензионный договор № 06-01/2016.

Выходит на русском и английском языках.  
Распространяется на территории Республики Беларусь.

Заведующий редакционно-издательской группой А. Ю. Сидоренко  
Технический редактор А. Ю. Сидоренко  
Компьютерная вёрстка С. М. Глушак  
Корректор Н. Н. Колодко

Подписано в печать 01.11.2024. Формат 60 × 84 1/8.  
Бумага офсетная. Печать цифровая.  
Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 9,10. Уч.-изд. л. 4,00.  
Тираж 40 экз. Заказ . Цена свободная.

Полиграфическое исполнение: республиканское унитарное предприятие «Информационно-вычислительный центр Министерства финансов Республики Беларусь». Специальное разрешение (лицензия) на право осуществления полиграфической деятельности № 02330/89 от 3 марта 2014 года.  
Адрес: ул. Кальварийская, 17, 220004 г. Минск.

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

**Кочурко В. И.** (гл. ред. журн.), доктор сельскохозяйственных наук, профессор, академик Белорусской инженерной академии, академик Международной академии технического образования, академик Международной академии наук педагогического образования, академик Академии экономических наук Украины, заслуженный работник образования Республики Беларусь, профессор кафедры технического обеспечения сельскохозяйственного производства и агрономии (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Климук В. В.** (зам. гл. ред. журн.), кандидат экономических наук, доцент, первый проректор (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Сотник Л. Л.** (гл. ред. сер.), кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Горбач Ю. Е.** (отв. секретарь сер.) (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Зубрицкая Л. С.** (ред. текстов на англ. яз.) (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Богданович И. А.** (отв. за направление «Машиностроение и машиноведение»), кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь); **Дубень И. В.** (отв. за направление «Процессы и машины агроинженерных систем»), кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

**Анискович Г. И.**, кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск, Республика Беларусь);

**Белый А. В.**, академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск, Республика Беларусь); **Девойно О. Г.**, доктор технических наук, профессор, заведующий научно-исследовательской инновационной лабораторией плазменных и лазерных технологий (филиал Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск, Республика Беларусь);

**Дремук В. А.**, кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь);

**Жигалов А. Н.**, доктор технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь; государственное научное учреждение «Институт технологии металлов Национальной академии наук Беларуси», Могилев, Республика Беларусь); **Калугин Ю. К.**, кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», Гродно, Республика Беларусь); **Карташевич А. Н.**, доктор технических наук, профессор (учреждение образования «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия», Горки, Республика Беларусь);

**Клубович В. В.**, академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск, Республика Беларусь); **Сиваченко Л. А.**, доктор технических наук, профессор (межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», Могилев, Республика Беларусь);

**Томило В. А.**, доктор технических наук, профессор (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь); **Шелег В. К.**, член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь).

*Promoter:* Institution of Education "Baranavichy State University".

*Editorial address:*

21 Voykova Str., 225404 Baranavichy.  
Phone: +375 (163) 64 34 77.  
E-mail: vestnikbargu@gmail.com .

*Subscription indices:* 00999 — for individual subscribers; 009992 — for companies.

The certificate of the registration of mass media № 1533 of 30.07.2012 issued by the Ministry of Information of Belarus.

*In compliance with the order of the Higher Attestation Commission of the Republic of Belarus from January 21, 2015 № 16 the scientific and practical journal "BarSU Herald. Engineering Series" is included into the List of scientific publications of the Republic of Belarus for publishing the results of theses research on engineering sciences (mechanical engineering and machines, processes and machines of agroengineering systems).*

*Scientific-and-practical journal "BarSU Herald" is included into RSCI (Russian Science Citation Index), license agreement № 06-01/2016.*

Issued in Russian and English. The journal is distributed on the territory of the Republic of Belarus.

*Managing editor* A. Y. Sidorenko  
*Technical editor* A. Y. Sidorenko  
*Desktop Publishing* S. M. Glushak  
*Proofreader* N. N. Kolodko

Signed print 01.11.2024. Format 60 × 84 1/8. Paper xerox. Digital printing. Headset Times. Conv. pr. s. l. 9,10. Acc.-pub. s. l. 4,00. Circulation of 40 copies. Order . Free price.

Printing performance: Republican Unitary Enterprise "Information and Computing Center of the Ministry of Finance of the Republic of Belarus". Special permission (license) for the right to carry out printing activities No. 02330/89, March 3, 2014.  
*Address:* 17 Kalvariyskaya, 220004 Minsk

**EDITORIAL BOARD**

**Kochurko V. I.** (*editor-in-chief*), DSc in Agriculture, Professor, Academician of the Belarusian Academy of Engineering, Academician of the International Academy of Technical Education, Academician of the International Academy of Pedagogical Education, Academician of the Academy of Economic Sciences of Ukraine, Honored Worker of Education of the Republic of Belarus, Professor of Department of Technical Support of Agricultural Production Processes and Agronomic Sciences (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Klimuk V. V.** (*deputy editor-in-chief*), PhD in Economics, Associate Professor, first vice-rector (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Sotnik L. L.** (*the series editor-in-chief*), PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Gorbach Yu. E.** (*responsible for the topic area "Engineering Sciences"*) (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Zubritskaya L. S.** (*ed. of texts in English*) (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Bogdanovich I. A.** (*responsible for the area "Mechanical Engineering and Machine Science"*), PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus); **Duben I. V.** (*responsible for the area "Processes and Machines of Agro engineering Systems"*), PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus).

**Aniskovich G. I.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Belarusian State Agrarian Technical University", Minsk, the Republic of Belarus); **Bely A. V.**, Academician of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (State Scientific Institution "Institute of Physics and Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, the Republic of Belarus); **Devoino O. G.**, DSc in Technical Sciences, Professor, Head of the Innovative Research Laboratory of Plasma and Laser Technologies (branch of the Belarusian National Technical University "Research Unit", Minsk, the Republic of Belarus); **Dremuk V. A.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus); **Zhigalov A. N.**, DSc in Technical Sciences, Associate Professor (Institution of Education "Baranavichy State University", Baranavichy, the Republic of Belarus; State scientific institution "Institute of Metal Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Mogilev, the Republic of Belarus); **Kalugin Yu. K.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Yanka Kupala Grodno State University", Grodno, the Republic of Belarus); **Kartashevich A. N.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Educational Institution "Belarusian State of the Orders of the October Revolution and Labor Red Banner Agricultural Academy", Gorki, the Republic of Belarus); **Klochkov A. V.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Educational Institution "Belarusian State of the Orders of the October Revolution and Labor Red Banner Agricultural Academy", Gorki, the Republic of Belarus); **Klubovich V. V.**, Academician of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (State Scientific Institution "Institute of Physics and Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, the Republic of Belarus); **Sivachenko L. A.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Interstate Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University", Mogilev, the Republic of Belarus); **Tomilo V. A.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus); **Sheleg V. K.**, A. M. of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus).

## СОДЕРЖАНИЕ

## CONTENTS

### МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

### MACHINE BUILDING AND ENGINEERING SCIENCE

- Горавский И. А., Жигалов А. Н.** Устранение строчечности в быстрорежущих сталях Р6М5 методом аэродинамического звукового воздействия 4
- Данилов В. А., Данилов А. А.** Синтез рациональных кинематических схем обработки сложных поверхностей резанием 15
- Котов С. Ю.** Влияние дефектов магнетронного покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических основ из стали ШХ15 23
- Потапов В. А.** Исследование сил взаимодействия звеньев приводного механизма цепного агрегата 31
- Потапов В. А., Русан С. И., Сиваченко Л. А., Головнич А. К., Комиссаров В. В., Приходько И. В.** Теоретические и экспериментальные исследования механических характеристик приводного механизма цепного агрегата 46
- Чирта Е. Н., Подымако М. Э., Клочков В. Н., Лесковец И. В.** Электромеханические устройства безопасности лифтов производства ОАО «Могилевлифтмаш»: принципы, особенности конструкции, направления совершенствования 62

### ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

### PROCESSES AND MACHINES OF AGROENGINEERING SYSTEMS

- Пивоварчик А. А., Гавриленя А. К.** Исследование эксплуатационных свойств полусинтетических трансмиссионных масел в процессе эксплуатации автобусов модели MAZ-226 70

УДК 621.9

**И. А. Горавский<sup>1</sup>, А. Н. Жигалов<sup>2</sup>**, доктор технических наук, доцент

<sup>1,2</sup>Учреждение образования «Барановичский государственный университет»,  
ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь

<sup>2</sup>Государственное научное учреждение «Институт технологии металлов Национальной академии наук  
Беларуси», ул. Бялыницкого-Бирули, 11, 212030 Могилев, Республика Беларусь, +375 (29) 630 15 17, jigalov6@mail.ru

### **УСТРАНЕНИЕ СТРОЧЕЧНОСТИ В БЫСТРОРЕЖУЩИХ СТАЛЯХ Р6М5 МЕТОДОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ЗВУКОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ**

Показано, что при аэродинамическом звуковом методе, основанном на высокоэнергетическом низкотемпературном воздействии энергии, созданной резонансным воздействием акустических волн в звуковом спектре частот, на структуру быстрорежущей стали Р6М5, обеспечивается устранение погрешности структуры в виде строчечности и сориентированных вдоль оси деформации карбидных фаз.

**Ключевые слова:** метод аэродинамического звукового воздействия; быстрорежущая сталь Р6М5; строчечность структуры.

Рис. 8. Табл. 5. Библиогр.: 10 назв.

**I. A. Goravskii<sup>1</sup>, A. N. Jigalov<sup>2</sup>**, DSc in Technical Sciences, Associate Professor

<sup>1,2</sup>Institution of Education “Baranavichy State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranavichy,  
the Republic of Belarus

<sup>2</sup>State Scientific Institution “Institute of Technology of Metals of National Academy of Sciences of Belarus”,  
11 Byalynitskogo-Biruli Str., 212030 Mogilev, the Republic of Belarus, + 375 (29) 630 15 17, jigalov6@mail.ru

### **ELIMINATION OF SCRIBBLING IN HIGH-SPEED P6M5 STEELS BY THE AERODYNAMIC SOUND EFFECT METHOD**

It is shown that with the aerodynamic sound method based on the high-energy low-temperature effect of energy created by the resonant effect of acoustic waves in the sound frequency spectrum on the structure of high-speed steel P6M5, the structural errors elimination in the form of stitching and oriented along the axis of deformation of carbide phases is ensured.

**Key words:** the method of aerodynamic sound effect; high-speed steel R6M5; the structure linearity.

Fig. 8. Table 5. Ref.: 10 titles.

**Введение.** Основным способом получения прутковых полуфабрикатов из быстрорежущих сталей является горячая прокатка. Этот способ наиболее дешевый, в отличие от порошкового спекания. Однако при способе горячей прокатки быстрорежущих сталей из-за особенностей строения данного вида сталей в структуре происходят изменения вдоль направления прокатки, что серьезным образом сказывается на снижении прочностных свойств получаемых прутковых быстрорежущих сталей. Известно, что сориентированные вдоль оси деформации карбидные фазы приводят к анизотропии объемных изменений и возрастанию уровня термических напряжений, вызванных явлением фазового наклепа [1].

Наличие строчечности вдоль оси проката и неравномерное распределение карбидов по сечению проката являются существенными недостатками инструментальной стали Р6М5 при поставке в виде горячекатаных прутков, которые широко используются для изготовления металлорежущего, штампового и холодновысадочного инструмента. Такая структурная неоднородность снижает прочностные характеристики металлорежущего инструмента, особен-

но работающего со значительными ударными нагрузками. Например, на таких технологических операциях, как вырубка, пробивка, редуцирование, выдавливание, наличие строчечности приводит к повышению чувствительности к усталостному выкрашиванию инструмента из быстрорежущих сталей Р6М5 [2—6]. Опасность наличия строчечности связана с тем, что если в инструменте линии строчечности будут направлены поперек режущего зуба, то металл ослабевает, при наличии значительных поперечных нагрузок, связанных с ударом, произойдет выкрашивание зуба.

Известно, что на прочностные свойства быстрорежущих сталей заметное влияние оказывает содержание углерода в мартенсите, объемная доля вторичных карбидов, их дисперсность и распределение. На показатели вязкости влияют величина зерна, форма и дисперсность карбидов [7].

Известен метод аэродинамического звукового упрочнения (далее — АДУ), способный повысить ударную вязкость материала при сохранении высокой твердости, в результате чего повышается стойкость инструмента, работающего при процессах прерывистого резания. Метод АДУ основан на принципах изменения структуры упрочняемого изделия за счет воздействия энергии резонансных волн в звуковом спектре частот [8; 9].

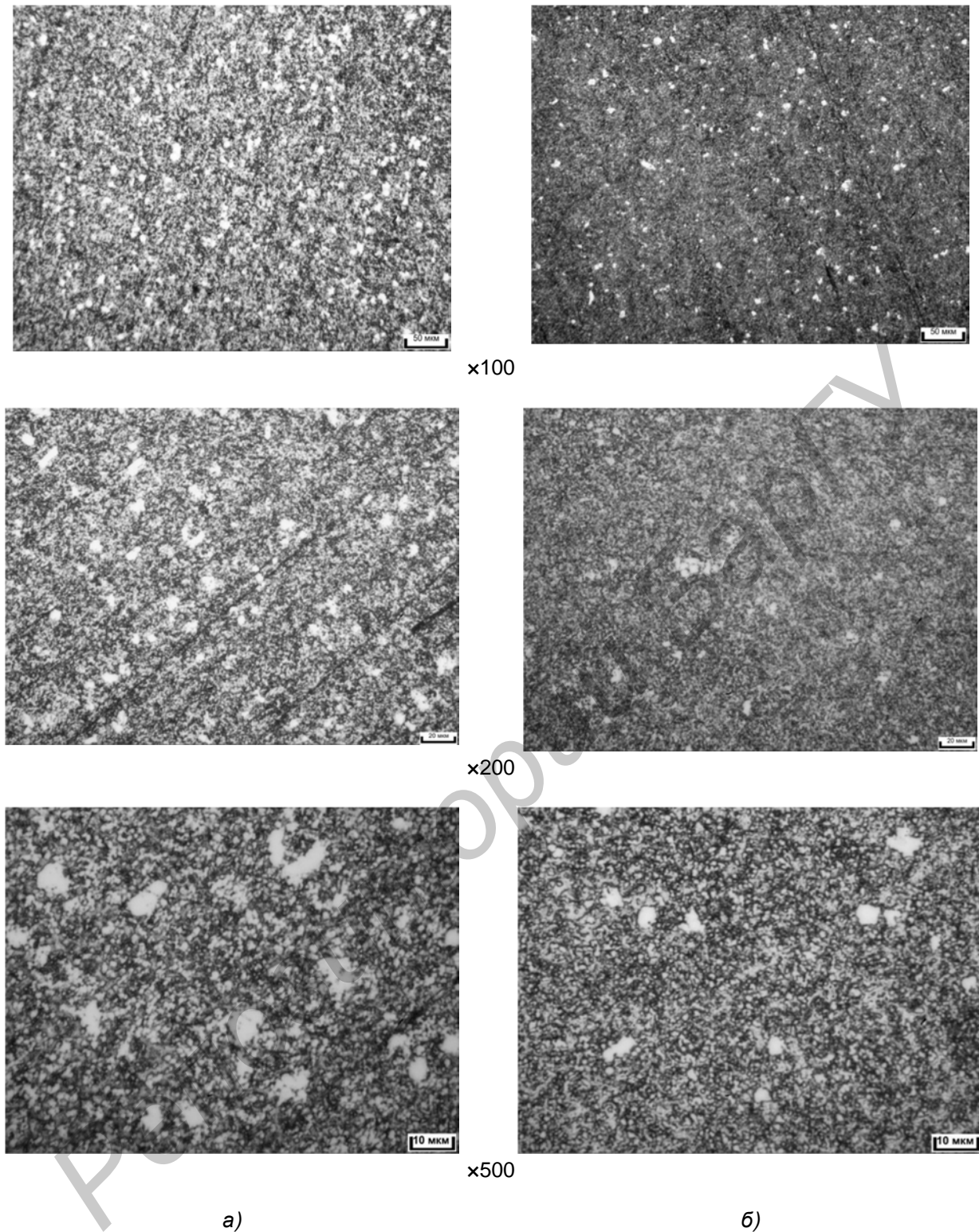
Актуальным является проведение исследований влияния метода АДУ на изменения строчечности в быстрорежущей стали Р6М5, так как инструмент, изготавливаемый из такой стали, весьма подвержен воздействию ударных нагрузок, влияние строчечности при этом весьма велико, а также в связи с тем, что ранее такие исследования не проводились.

**Материалы и методы исследования.** В установке АДУ упрочняли по методике [10] образцы из стали Р6М5: № 2 — на режиме 1 (давление подаваемого в камеру воздуха — 0,16 МПа, резонансная частота — 154 Гц); № 3 — на режиме 2 (давление подаваемого в камеру воздуха — 0,16 МПа, резонансная частота — 168 Гц); № 4 — на режимах 1 и 2. Перед каждым режимом упрочнения образцы нагревались до температуры 280 °С. Время упрочнения на режимах: 1-м — 3 мин, 2-м — 3 мин. Образец № 1 оставался неупрочненным.

Исследование морфологии и элементного состава проводили на сканирующем электронном микроскопе MIRA фирмы Tescan (Чехия) с микрорентгеноспектральным анализатором фирмы Oxford Instruments Analytical (Великобритания). Микроскоп оснащен детекторами вторичных электронов SE и обратно отраженных электронов BSE, которые позволяют проводить исследование образцов в двух режимах. Съёмка структуры велась в двух режимах: в режиме вторичных электронов SE и обратно отраженных электронов BSE. В поперечном сечении наблюдается локальное скопление карбидов. Как и в продольном сечении образца, скопления карбидов сосредоточены в середине образца, к периферии образца они уменьшаются. При съёмке образцов в режиме вторичных электронов (SE) контраст на изображении создается за счет отражения электронного пучка от поверхности образца (т. е. создается само изображение). В случае исследования при помощи детектора обратно отраженных электронов (BSE) контраст на картинке создается за счет разности атомных номеров исследуемых объектов, т. е. чем выше атомный номер элемента, тем светлее (белее) изображение. Атомные номера Mo, W больше атомных номеров V, Cr, Mn, Fe. Поэтому на фотографиях структуры, содержащие больше Mo, W, белого цвета, а структуры, содержащие их мало, темного цвета.

**Результаты исследования и их обсуждение.** На рисунке 1 представлена структура стали Р6М5 без упрочнения (а) и с АДУ (б).

Установлен следующий элементный состав в исследованных образцах: Si — 0,2 %, V — 2,0 %, Cr — 4,3 %, Mo — 5,4 %, W — 6,7 %, Mn — 0,3 %, Ni — 0,2 %, Co — менее 0,1 %, суммарное содержание других примесей не превышает 0,3 %, Fe — основа. По элементному составу с учетом погрешности измерений материал образца соответствует быстро-режущей стали марки Р6М5 (ГОСТ 19265-73 «Прутки и полосы из быстрорежущей стали»).



**Рисунок 1. — Структура стали Р6М5 без упрочнения (а) и с АДУ (б)**

Анализ структурного состояния образцов стали Р6М5 с АДУ (см. рисунок 1, б) показывает, что строчечность в продольном направлении значительно уменьшается по сравнению с образцами в исходном состоянии (см. рисунок 1, а).

На приведенных снимках образцов из стали Р6М5 без упрочнения (см. рисунок 1, а) видно явное присутствие продольных деформационных линий, которые образовались при горячей прокатке круглого профиля.

На рисунке 2 представлены результаты микроструктуры продольных сечений образцов № 1...4 при различных увеличениях.

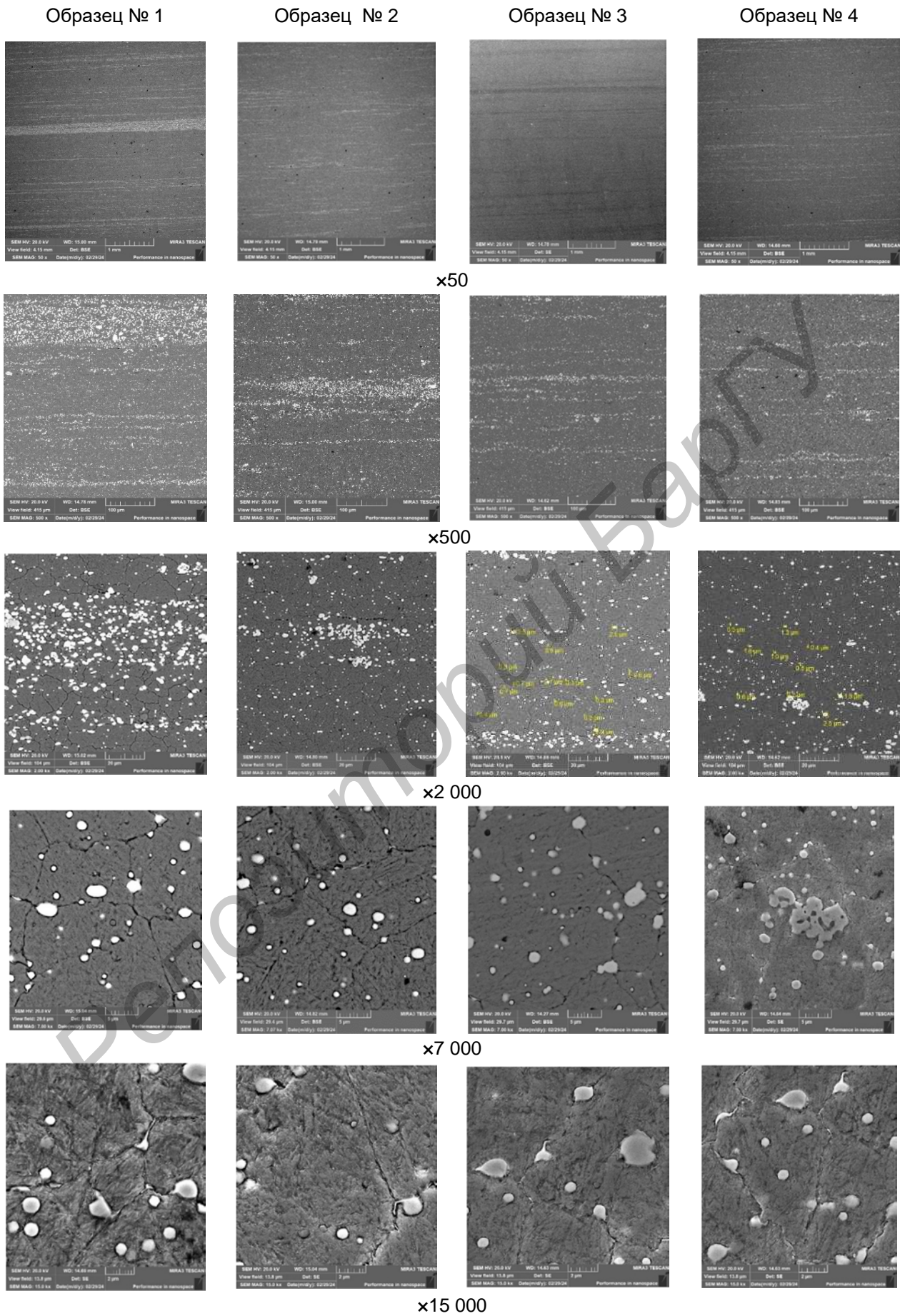


Рисунок 2. — Структура образцов № 1...4 из стали P6M5 в продольном сечении

В структуре продольного сечения образца № 1 (с.м. рисунок 2) присутствует строчечность. Элементный состав на различных участках отличается. В строчечности повышено содержание карбидов Cr, Mo и W. Строчечность в основном наблюдается в середине образца, к периферии образца она уменьшается.

На рисунке 3 представлены поперечные сечения образцов № 1...4.

Как видно из рисунка 3, строчечность в поперечном сечении отсутствует во всех исследуемых образцах.

Микрорентгеноспектральные результаты по структурным составляющим и химическому составу в продольных сечениях образца № 1 представлены на рисунке 4, в таблице 1, рисунке 5, таблице 2, образца № 2 — рисунке 6, таблице 3, образца № 3 — рисунке 7, таблице 4, образца № 4 — рисунке 8, таблице 5.

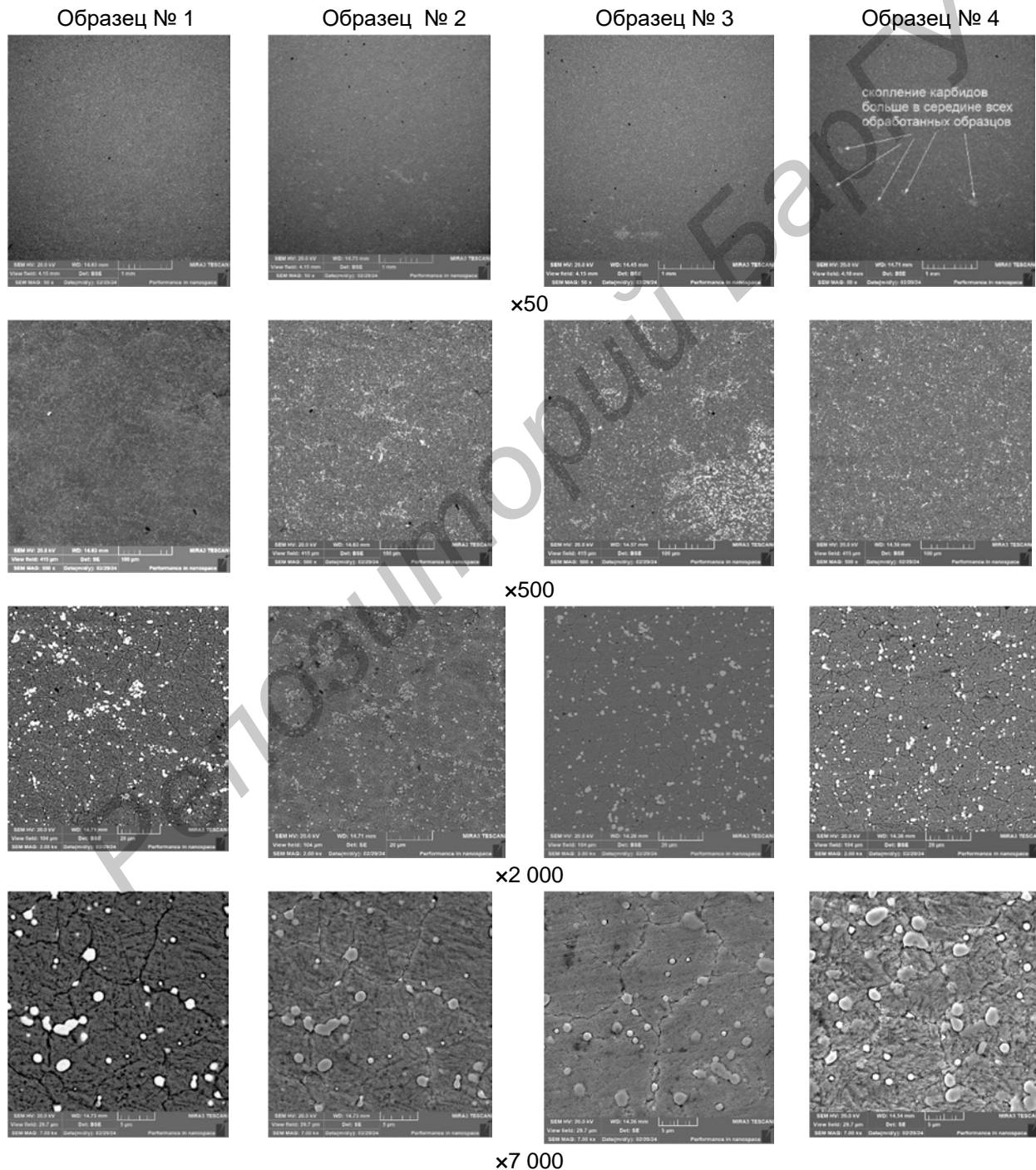


Рисунок 3. — Структура образцов № 1...4 из P6M5 в поперечном сечении

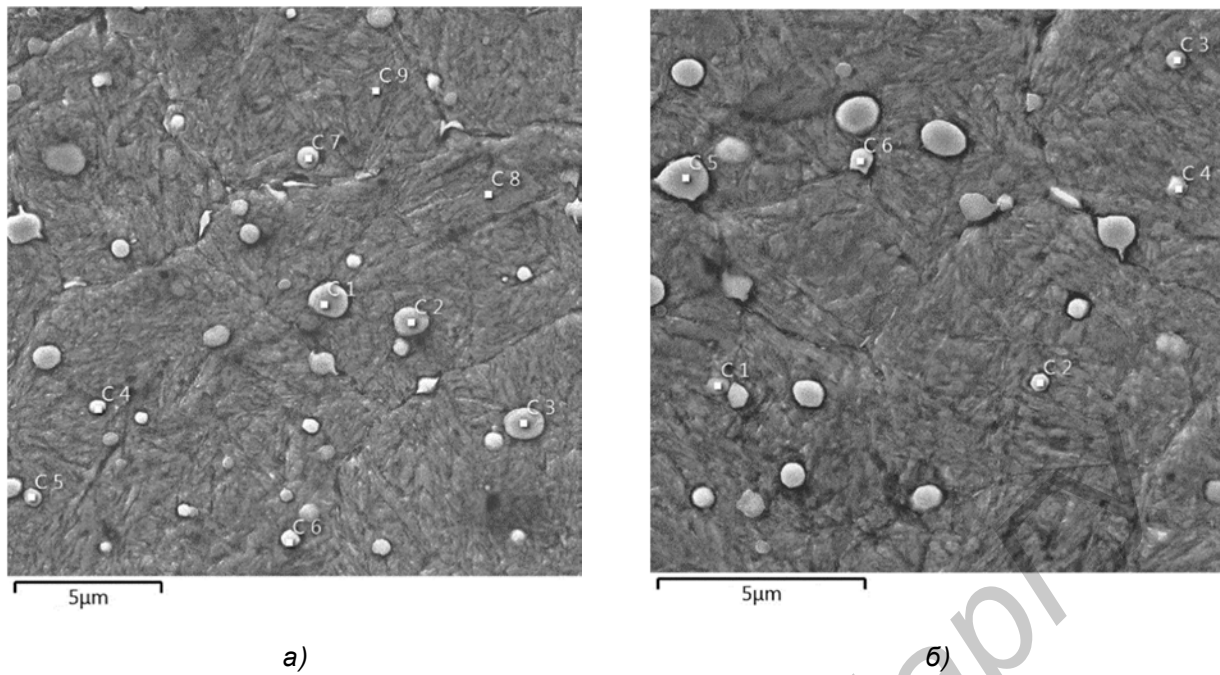


Рисунок 4. — Структура образца № 1 из Р6М5 при  $\times 7\ 000$  на разных участках (а) и (б)

Т а б л и ц а 1. — Значения элементов в образце № 1 из стали Р6М5, %

Номер спектра	Si	V	Cr	Mn	Co	Ni	Cu	Mo	W	Fe
C1, а	0,0	3,0	3,1	0,3	0,0	0,0	0,3	23,7	38,5	Остальное
C2, а	0,0	2,6	3,3	0,2	0,1	0,1	0,4	21,1	36,5	Остальное
C3, а	0,0	2,8	3,4	0,1	0,0	0,2	0,1	21,7	39,3	Остальное
C4, а	0,0	2,9	2,9	0,3	0,0	0,0	0,0	21,2	35,8	Остальное
C5, а	0,0	2,1	3,3	0,1	0,1	0,0	0,0	17,2	30,7	Остальное
C6, а	0,0	2,9	3,5	0,1	0,3	0,2	0,0	19,8	36,7	Остальное
C7, а	0,0	3,0	3,1	0,1	0,2	0,0	0,0	19,6	35,0	Остальное
C8, а	0,2	1,3	4,0	0,4	0,4	0,0	0,3	3,7	3,5	Остальное
C9, а	0,1	1,4	4,0	0,3	0,1	0,3	0,1	3,8	5,6	Остальное
C1, б	0,0	2,4	3,3	0,3	0,0	0,1	0,0	21,0	35,7	Остальное
C2, б	0,0	2,4	3,3	0,3	0,0	0,3	0,0	14,4	29,1	Остальное
C3, б	0,0	2,2	3,8	0,3	0,0	0,0	0,3	13,0	23,5	Остальное
C4, б	0,0	2,1	3,6	0,1	0,0	0,0	0,0	13,4	23,3	Остальное
C5, б	0,0	3,0	2,8	0,1	0,0	0,0	0,0	23,1	40,3	Остальное
C6, б	0,0	2,5	3,4	0,1	0,0	0,5	0,3	19,7	35,2	Остальное

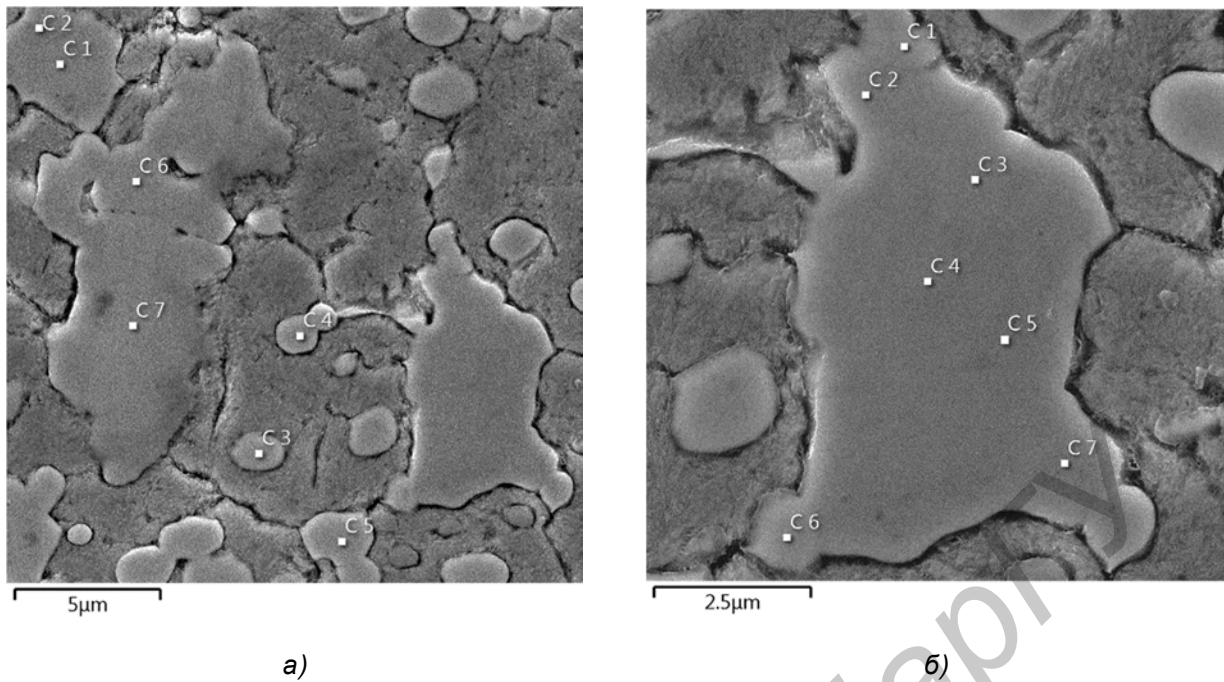
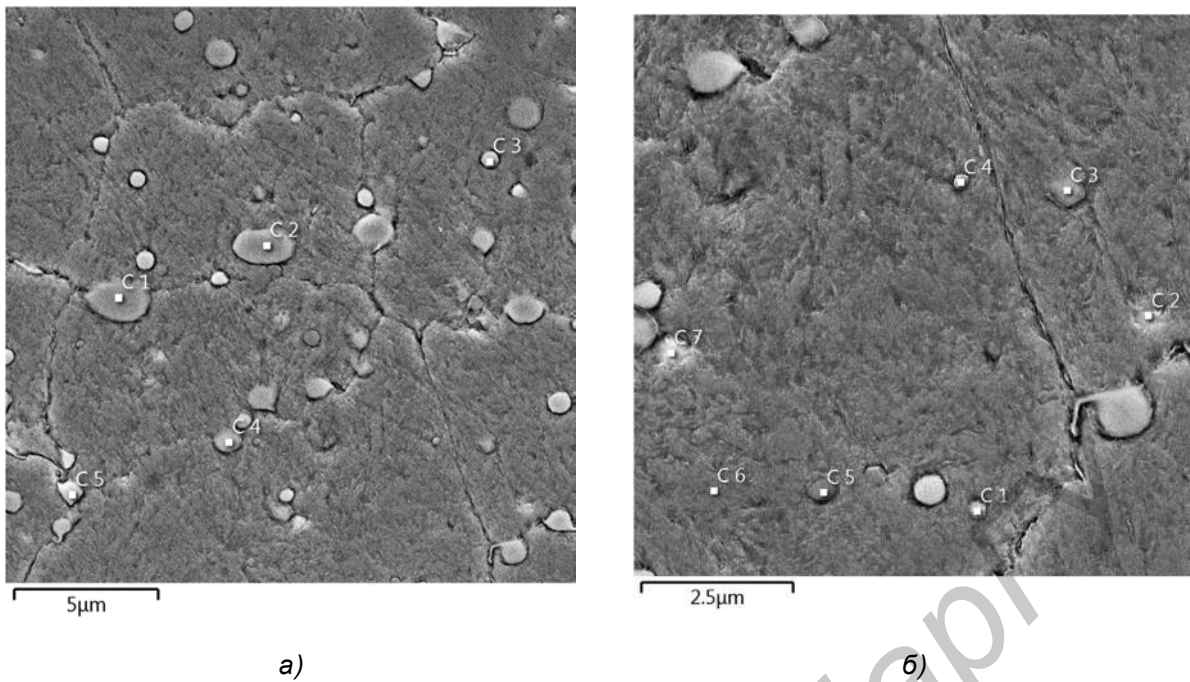


Рисунок 5. — Структура образца № 1 из Р6М5 при  $\times 7\,000$  (а),  $\times 15\,000$  (б)

Т а б л и ц а 2. — Значения элементов в образце № 1 из стали Р6М5, %

Номер спектра	Si	V	Cr	Mn	Co	Ni	Cu	Mo	W	Fe
C1, а	0,0	7,1	6,5	0,1	0,3	0,1	0,1	31,7	31,1	Остальное
C2, а	0,0	14,6	9,2	0,0	0,0	0,0	0,1	39,6	32,4	Остальное
C3, а	0,0	14,9	9,2	0,0	0,0	0,0	0,0	39,8	31,7	Остальное
C4, а	0,0	12,2	11,1	0,0	0,0	0,0	0,0	43,4	28,7	Остальное
C5, а	0,0	9,1	15,3	0,0	0,0	0,0	0,0	46,1	24,3	Остальное
C6, а	0,0	4,0	5,3	0,4	0,0	0,0	0,0	29,9	29,5	Остальное
C7, а	0,0	14,9	9,9	0,0	0,1	0,0	0,0	38,0	32,4	Остальное
C1, б	0,0	7,1	6,5	0,1	0,3	0,1	0,1	31,7	31,1	Остальное
C2, б	0,0	14,6	9,2	0,0	0,0	0,0	0,1	39,6	32,4	Остальное
C3, б	0,0	14,9	9,2	0,0	0,0	0,0	0,0	39,8	31,7	Остальное
C4, б	0,0	12,2	11,1	0,0	0,0	0,0	0,0	43,4	28,7	Остальное
C5, б	0,0	9,1	15,3	0,0	0,0	0,0	0,0	46,1	24,3	Остальное
C6, б	0,0	4,0	5,3	0,4	0,0	0,0	0,0	29,9	29,5	Остальное
C7, б	0,0	14,9	9,9	0,0	0,1	0,0	0,0	38,0	32,4	Остальное



**Рисунок 6. — Структура образца № 2 из P6M5 при x7 000 на участках (а) и (б)**

**Т а б л и ц а 3. — Значения элементов в образце № 2 из стали P6M5, %**

Номер спектра	Si	V	Cr	Mn	Co	Ni	Cu	Mo	W	Fe
C1, а	0,0	3,3	3,1	0,2	0,0	0,0	0,2	21,8	39,6	Остальное
C2, а	0,0	3,0	3,3	0,0	0,4	0,0	0,0	20,2	39,8	Остальное
C3, а	0,0	2,6	3,3	0,4	0,0	0,0	0,3	18,2	33,0	Остальное
C4, а	0,0	2,3	3,8	0,0	0,2	0,0	0,2	17,7	33,7	Остальное
C5, а	0,0	2,6	3,2	0,0	0,0	0,0	0,3	20,2	35,7	Остальное
C1, б	0,0	2,6	4,5	0,3	0,0	0,1	0,2	14,2	25,5	Остальное
C2, б	0,0	3,0	4,0	0,0	0,2	0,0	0,0	19,6	33,3	Остальное
C3, б	0,0	1,8	3,7	0,2	0,5	0,5	0,1	10,7	19,9	Остальное
C4, б	0,0	11,9	4,2	0,1	0,1	0,4	0,0	8,7	14,2	Остальное
C5, б	0,0	13,0	5,1	0,0	0,5	0,3	0,0	7,2	10,5	Остальное
C6, б	0,1	1,3	4,6	0,5	0,0	0,0	0,0	3,3	4,1	Остальное
C7, б	0,0	3,0	3,6	0,0	0,0	0,3	0,4	20,2	34,9	Остальное

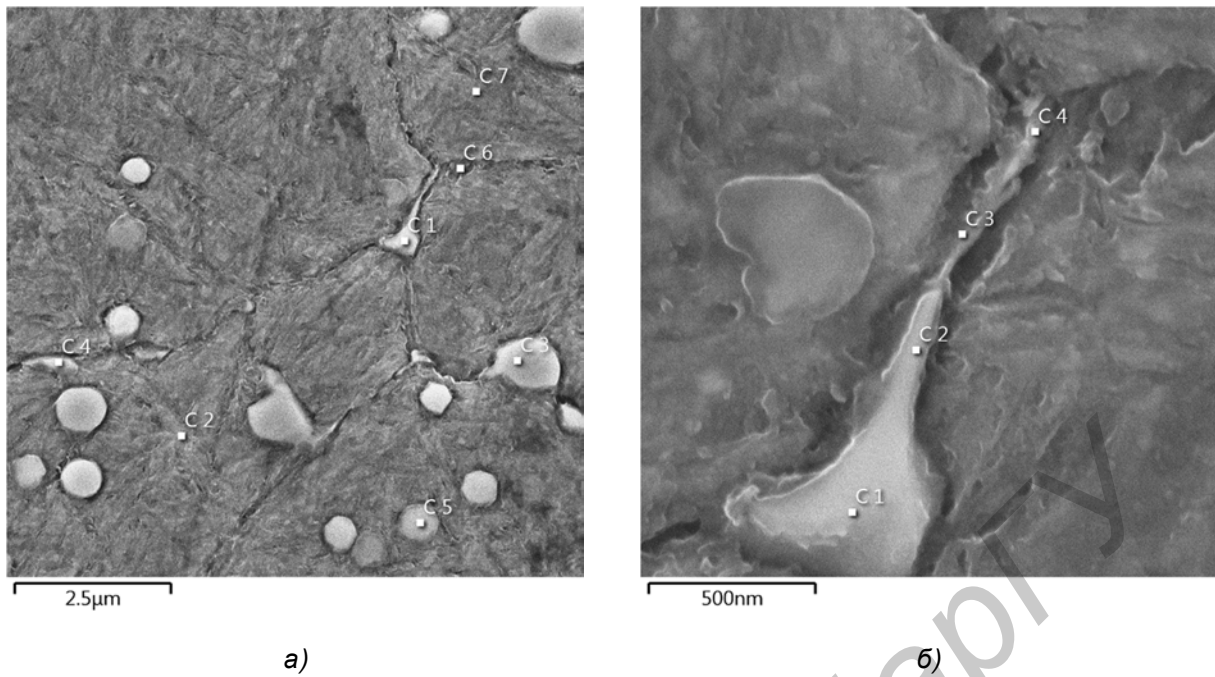
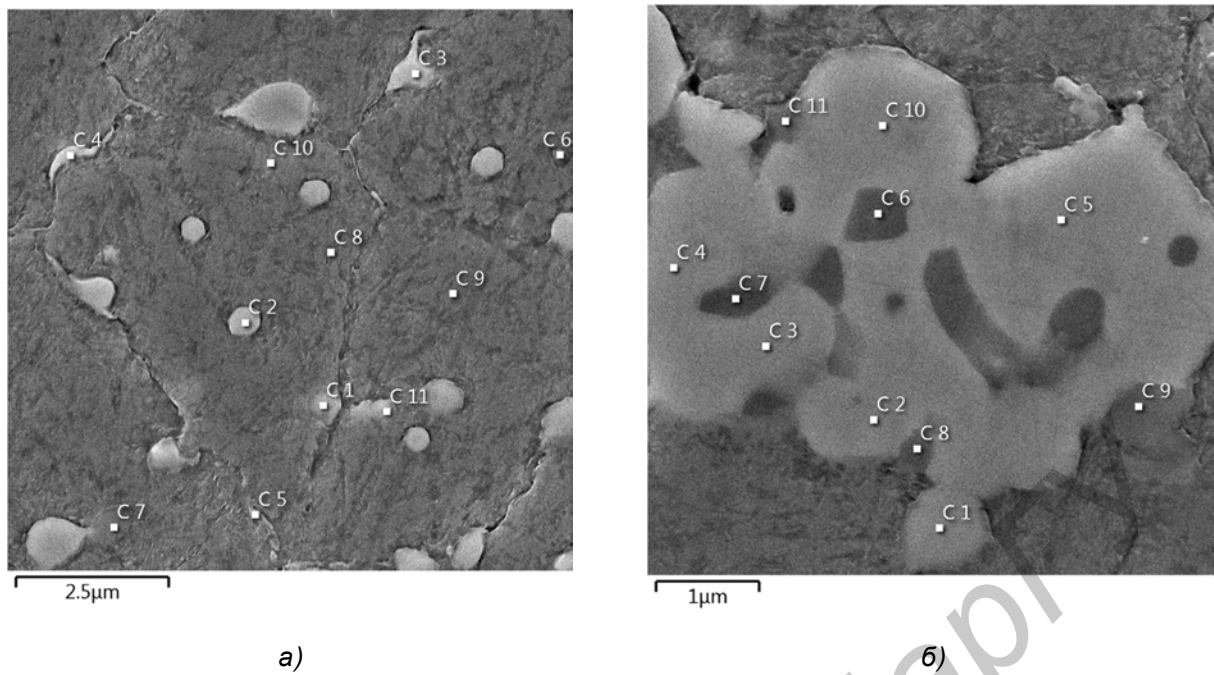


Рисунок 7. — Структура образца № 3 из P6M5 при  $\times 15\,000$  (а),  $\times 80\,000$  (б)

Т а б л и ц а 4. — Значения элементов в образце № 3 из стали P6M5, %

Номер спектра	Si	V	Cr	Mn	Co	Ni	Cu	Mo	W	Fe
C1, а	0,0	2,7	3,3	0,0	0,2	0,3	0,0	22,50	32,50	Остальное
C2, а	0,0	2,8	3,9	0,1	0,2	0,4	0,4	16,80	26,60	Остальное
C3, а	0,0	3,4	3,2	0,1	0,1	0,0	0,0	24,80	38,30	Остальное
C4, а	0,0	1,8	3,9	0,1	0,5	0,2	0,1	12,70	20,00	Остальное
C5, а	0,0	2,0	3,7	0,0	0,2	0,0	0,4	13,70	25,00	Остальное
C6, а	0,2	1,1	4,3	0,3	0,4	0,0	0,0	2,70	3,50	Остальное
C7, а	0,1	1,4	4,2	0,2	0,3	0,2	0,0	3,68	4,38	Остальное
C1, б	0,0	2,5	4,0	0,0	0,0	0,0	0,1	21,60	31,60	Остальное
C2, б	0,2	2,0	4,3	0,3	0,2	0,3	0,3	11,40	17,40	Остальное
C3, б	0,0	1,8	4,5	0,5	0,5	0,3	0,1	8,10	10,20	Остальное
C4, б	0,3	1,4	5,2	0,4	0,0	0,4	0,0	9,70	12,28	Остальное



**Рисунок 8. — Структура образца № 4 из Р6М5 на участках при ×15 000 (а), ×25 000 (б)**

**Т а б л и ц а 5. — Значения элементов в образце № 4 из стали Р6М5, %**

Номер спектра	Si	V	Cr	Mn	Co	Ni	Cu	Mo	W	Fe
C1, а	0,0	3,3	3,5	0,2	0,2	0,0	0,0	20,9	36,3	Остальное
C2, а	0,0	3,0	3,3	0,1	0,0	0,1	0,0	16,5	32,0	Остальное
C3, а	0,0	3,2	3,6	0,0	0,3	0,3	0,0	22,1	37,0	Остальное
C4, а	0,0	3,1	3,2	0,0	0,4	0,0	0,0	20,5	33,4	Остальное
C5, а	0,3	3,8	3,9	0,4	0,4	0,0	0,0	4,1	5,5	Остальное
C6, а	0,1	15,7	4,3	0,2	0,0	0,00	0,2	8,1	11,3	Остальное
C7, а	0,2	4,5	4,0	0,1	0,2	0,10	0,0	4,3	5,9	Остальное
C8, а	0,2	1,2	4,2	0,2	0,1	0,4	0,1	3,5	4,7	Остальное
C9, а	0,4	1,2	3,7	0,5	0,1	0,0	0,0	3,2	4,0	Остальное
C10, а	0,0	2,3	4,0	0,1	0,3	0,0	0,0	13,3	19,2	Остальное
C11, а	0,2	1,5	4,0	0,3	0,0	0,2	0,3	6,9	11,4	Остальное
C1, б	0,0	2,3	3,8	0,4	0,5	0,0	0,1	16,4	26,5	Остальное
C2, б	0,2	6,4	3,6	0,2	0,0	0,0	0,1	24,5	34,3	Остальное
C3, б	0,0	5,8	3,6	0,0	0,2	0,1	0,1	24,4	35,84	Остальное
C4, б	0,0	4,3	2,8	0,3	0,2	0,0	0,2	24,2	36,98	Остальное
C5, б	0,0	4,7	3,0	0,0	0,2	0,2	0,0	25,1	34,8	Остальное
C6, б	0,0	29,7	3,8	0,3	0,1	0,0	0,0	20,4	27,4	Остальное
C7, б	0,0	29,1	4,9	0,0	0,23	0,22	0,0	20,9	27,1	Остальное
C8, б	0,0	18,1	3,7	0,3	0,4	0,1	0,0	19,0	23,8	Остальное
C9, б	0,0	26,8	3,8	0,2	0,4	0,0	0,1	18,6	23,4	Остальное
C10, б	0,0	3,5	3,1	0,2	0,0	0,0	0,0	23,0	35,7	Остальное
C11, б	0,2	34,9	4,9	0,5	0,2	0,2	0,0	15,1	17,0	Остальное

Анализ микрорентгеноспектральных результатов по структурным составляющим продольных сечений образцов № 1...4, представленных на рисунках 4...8 и в таблицах 1...5, показал, что в образцах № 2...4 происходит устранение строчечности, она становится разорванной, измельчается зерно, в поперечном сечении мелкое зерно. В образце № 2 происходит рекристаллизация, карбиды становятся четко между границами зерен. В образце № 1 имеются между границами зерен хорошо заметные трещины, в остальных образцах их нет. В образцах № 2...4 измельчается карбидное зерно. В образце № 3 наблюдаются большие деформированные карбиды с содержанием ванадия. У упрочненных образцов № 2...4 идет распределение мелкодисперсных карбидов, зерно начинает дробиться, скопление карбидов в середине упрочненных образцов больше, чем у края.

**Заключение.** Установлено, что метод АДУ, основанный на высокоэнергетическом низкотемпературном воздействии энергии, созданной резонансным воздействием акустических волн в звуковом спектре частот, при воздействии на быстрорежущую сталь Р6М5 позволяет обеспечивать устранение погрешности структуры в виде строчечности и сориентированных вдоль оси деформации карбидных фаз.

#### Список цитируемых источников

1. *Околович, Г. А.* Штамповые стали для холодного деформирования металлов : монография / Г. А. Околович. — Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2010. — 202 с.
2. *Башаров, Р. Р.* Исследование процесса фрезерования концевой фрезой при высоких частотах вращения шпинделя станка / Р. Р. Башаров, Р. Г. Кудояров // Вестник УГАТУ. — 2012. — Т. 16, № 4 (49). — С. 71—77.
3. *Безъязычный, В. Ф.* Обеспечение показателей качества поверхностного слоя деталей ГТД и их влияние на эксплуатационные свойства : учеб. пособие / В. Ф. Безъязычный. — Рыбинск : Сатурн, 2004. — 314 с.
4. *Жернаков, В. С.* Проектирование составного холодновысодочного инструмента / В. С. Жернаков, А. А. Кузьминых, Р. Якупов. — М. : Машиностроение, 1999. — 221 с.
5. *Скрынченко, Ю. М.* Работоспособность и свойства инструментальных сталей / Ю. М. Скрынченко, Л. А. Позняк. — Киев : Наук. думка, 1979. — 167 с.
6. *Материаловедение : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / Б. Н. Арзамасов, И. И. Сидорин, Г. Ф. Косолапов [и др.].* — М. : Машиностроение, 1986. — 384 с.
7. *Формирование структуры и свойств в инструментальной быстрорежущей стали методом холодной интенсивной деформации и последующей термической обработкой / Э. Ф. Хайретдинов, Г. И. Рааб, А. А. Набиуллин [и др.]; Уфим. гос. авиацион.-техн. ун-т // Материалы физики и механики.* — 2016. — № 27. — С. 205—214.
8. Патент ВУ 21049. Способ аэродинамического упрочнения изделий : опубл. 30.06.2017 / Жигалов А. Н., Шатуров Г. Ф., Головков В. М.
9. *Жигалов, А. Н.* Теоретические основы аэродинамического звукового упрочнения твердосплавного инструмента для процессов прерывистого резания : монография / А. Н. Жигалов, В. К. Шелег. — Могилев : МГУП, 2019. — 213 с.
10. *Горавский, И. А.* Методика проведения аэродинамического звукового упрочнения осевого фрезерного инструмента из быстрорежущей стали Р6М5 / И. А. Горавский, А. Н. Жигалов, Т. В. Дейхина // Векторы инновационного развития : материалы I Междунар. науч.-практ. конф., 11 дек. 2020 г. / Баранович. гос. ун-т. — Барановичи : БарГУ, 2020. — С. 64—65.

Поступила в редакцию 03.04.2024.

УДК 621.9.04

**В. А. Данилов**, доктор технических наук, профессор,  
**А. А. Данилов**, кандидат технических наук  
Белорусский национальный технический университет, пр-т Независимости, 65, 220013 Минск,  
Республика Беларусь, +375 (017) 293 93 58, danilofva@mail.ru

## СИНТЕЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЗАНИЕМ

Рассмотрены универсальные принципы синтеза рациональных схем обработки сложных поверхностей деталей машин резанием, включающие: оптимизацию структуры движений формообразования путем замены возвратно-поступательного движения инструмента вращательным; введение дополнительного движения для оптимизации условий резания; совмещение движений профилирования и резания для упрощения кинематики формообразования; обоснование распределения движений между инструментом и заготовкой для повышения производительности обработки. Представлены разработанные на этой основе и признанные изобретениями способы обработки сложных поверхностей деталей машин.

**Ключевые слова:** кинематика формообразования; схема обработки; синтез; структура движения; движения профилирования и резания.

Рис. 6. Библиогр.: 8 назв.

**V. A. Danilov**, DSc in Technical Sciences, Professor,  
**A. A. Danilov**, PhD in Technical Sciences  
Belarusian National Technical University, 65 Nezavisimosti Ave., 220013 Minsk,  
the Republic of Belarus, +375 (017) 293 93 58, danilofva@mail.ru

## SYNTHESIS OF RATIONAL KINEMATIC SCHEMES OF COMPLEX SURFACES PROCESSING BY CUTTING

Universal principles of synthesis of rational schemes of machining complex surfaces of machine parts by cutting have been considered. They include the structure optimization of forming movements by replacing the reciprocating motion of the tool with a rotational one; introduction of additional motion to optimize cutting conditions; combination of profiling and cutting movements to simplify the forming kinematics; the justification of the movements' distribution between the tool and the workpiece to increase machining productivity. Methods of machining complex surfaces of machine parts developed on this basis and recognized as inventions have been presented.

**Key words:** kinematics of forming; machining scheme; synthesis; motion structure; profiling and cutting motions.

Fig. 6. Ref.: 8 titles.

**Введение.** Кинематическая схема обработки поверхности, как совокупность движений инструмента и заготовки, является одним из основных компонентов технологии формообразования поверхности, поскольку определяет ее технологические возможности по форме обрабатываемых поверхностей и сложность формообразующей системы станка, а также обеспечивает реализацию кинематики формообразования поверхности и кинематики резания. Важность синтеза рациональной кинематики формообразования при проектировании станка обусловлена тем, что она, являясь основой кинематической схемы обработки, в значительной степени определяет сложность его кинематики, производительность и универсальность. Поэтому разработка кинематической схемы обработки поверхности является одной из основных задач функционального проектирования металлорежущего станка. Важность этого этапа проектирования обусловлена тем, что допущенные здесь ошибки не могут быть компенсированы на последующих этапах конструирования станка. Синтез рациональной схемы обработки актуален для сложных поверхностей, допускающих множество возможных

решений. Заслуживает внимания решение этой задачи на основе универсальных принципов синтеза кинематики формообразования и рациональных схем обработки поверхностей резанием, к которым относятся [1]:

- оптимизация структуры исполнительных движений, обеспечивающей благоприятные условия резания и работы механизмов станка за счет исключения реверсивных движений исполнительных органов;

- совмещение различных по назначению исполнительных движений и перенесение функции кинематики формообразования на инструмент для упрощения кинематической схемы обработки и кинематики проектируемого станка;

- введение движений для стабилизации условий резания, управления точностью формообразования и решения других задач;

- задание рационального сочетания направлений движений инструмента и заготовки;

- обоснование взаимного расположения траекторий исполнительных движений;

- рациональное распределение элементарных движений, образующих движение формообразования, между инструментом и заготовкой и др.

Разработка технологий формообразования с использованием этих принципов обеспечивает возможность интенсификации процессов механической обработки изделий машиностроения на стадии проектирования станочного оборудования.

Рассмотрим применение этих принципов при разработке прогрессивных схем обработки резанием различных сложных поверхностей деталей машин.

**Методология и методы исследования.** *Оптимизация структуры исполнительного движения.* Образующая и направляющая любой поверхности могут быть получены сочетанием различных движений. Например, при токарной обработке профиль отверстия в виде окружности формируется методом следа одним вращательным движением заготовки. При обработке же отверстия в неподвижной заготовке вращающимся инструментом методом касания (фрезерованием или шлифованием) для формирования окружности требуются два прямолинейных реверсивных движения, образующих движение подачи. Данные схемы образования одной и той же линии (окружности) различаются сложностью их реализации и влиянием на динамику работы механизмов станка. Поэтому задание из множества возможных рационального сочетания элементарных движений и минимизация их количества представляют один из путей оптимизации кинематики формообразования и кинематической схемы обработки поверхности.

Предпочтительны схемы обработки без реверсивных движений исполнительных органов станка, несущих режущий инструмент и заготовку, обеспечивающие более высокую производительность и точность обработки по сравнению со схемами с реверсивными движениями, благодаря исключению изменяющихся по направлению инерционных нагрузок и постоянству направлений движущих сил и сил трения в обрабатываемой системе станка. Реверсивное движение может быть исключено геометрическим или кинематическим методом [2]. При обработке сложных поверхностей это возможно геометрически путем выбора системы координатных перемещений инструмента относительно заготовки, а кинематически — сложением противоположно направленных движений, одно из которых осуществляется с постоянной, а другое — с переменной скоростью или заменой реверсивного движения вращательным. Рассмотрим более простой в реализации последний вариант применительно к обработке изделий типа некруглых валов профильных моментопередающих соединений деталей машин.

По классической схеме точения некруглой поверхности [3] ее профиль формируется при сообщении заготовке  $I$  (рисунок 1,  $a$ ) вращения  $B_1$ , а резцу — возвратно-поступательного (реверсивного) движения  $O_2$ , т. е. сложным движением формообразования со скоростью резания  $\Phi_v(B_1O_2)$ .

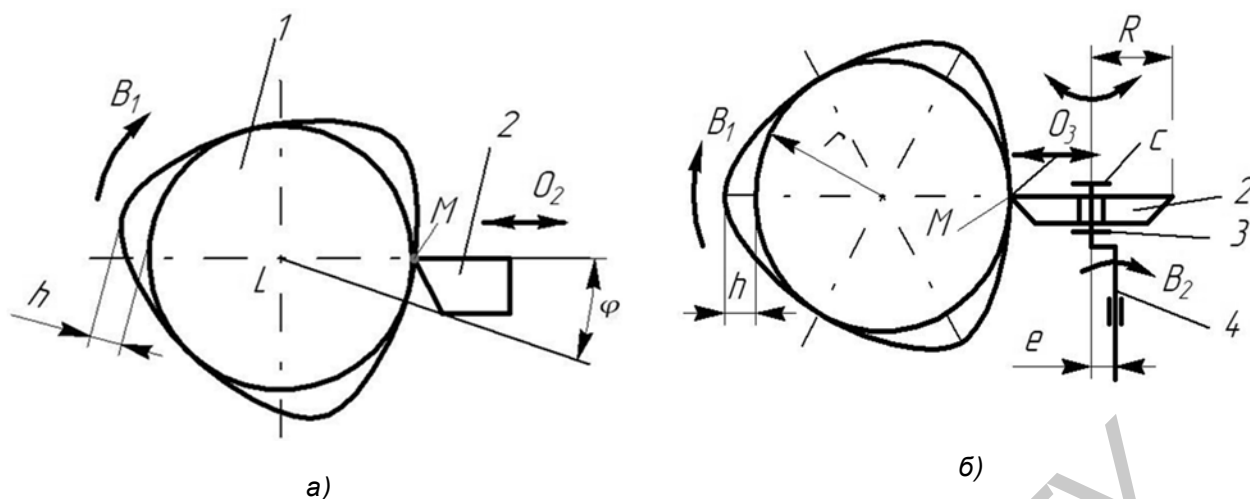


Рисунок 1. — Схемы профилирования некруглых цилиндрических поверхностей призматическим резцом (а) и круглым резцом (б)

При этом частота возвратно-поступательного движения узла станка, несущего резец, в  $m$  раз больше частоты вращения заготовки, где  $m$  — количество выступов профиля некруглой поверхности, в результате чего создаются знакопеременные инерционные нагрузки, отрицательно влияющие на точность обработки и долговечность узлов станка.

Образуемый движением  $\Phi_v(B_1O_2)$  синусоидальный профиль описывается в полярной системе координат уравнением [2]  $\rho = r + l(1 - \cos m\varphi)$ , где  $r$  — радиус вписанной в профиль окружности;  $l = 0,5h$ ,  $h$  — высота выступов профиля;  $\varphi$  — угол поворота заготовки.

Из-за возвратно-поступательного движения резца этот способ некругового точения имеет относительно низкую производительность, так как рекомендуемая частота вращения заготовки не превышает  $100 \text{ мин}^{-1}$ .

При исключении возвратно-поступательного движения вращательным поверхностью с таким же профилем образуется круглым резцом 2 (см. рисунок 1, б) [4] с режущей кромкой в виде окружности радиусом  $R$ , центр  $C$  которой совмещен с осью 3, совпадающей с геометрической осью этого резца. Он установлен на оси 3 с возможностью свободного вращения, при этом ось 3 жёстко связана с параллельной ей осью 4 и отстоит от нее на расстояние  $e$ , в 2 раза меньшее высоты выступа  $h$ .

В процессе обработки оси 4, несущей ось 3 с круглым резцом 2, сообщают вращение  $B_2$  с частотой  $n_2$ , согласованное с вращением  $B_1$  заготовки, при этом отношение частот  $n_2$  и  $n_1$  вращательных движений  $B_2$  и  $B_1$  задают в соответствии с числом  $m$  и формой выступов вала:  $n_2/n_1 = m$  при обработке поверхности с прямыми выступами и  $n_2/n_1 \neq m$  — с винтовыми выступами. Центр  $C$  окружности, ограничивающей режущую кромку круглого резца 2, вращаясь совместно с осью 4, движется по окружности радиусом, равным  $e$ , вследствие чего точка  $A$  режущей кромки, формирующей обработанную поверхность, совершает гармоническое движение  $O_3$  перпендикулярно оси вращения заготовки с амплитудой, равной  $h$ , при неизменном по направлению вращении  $B_2$ . В результате сочетания движений  $B_1$  и  $O_3$  формируется некруглый профиль обработанной поверхности с равномерно расположенными по окружности выступами высотой  $h = 2e$ .

Благодаря исключению реверсивного движения органа станка, несущего режущий инструмент, устраняются факторы, ограничивающие производительность обработки и отрицательно влияющие на точность профилирования при обработке синусоидальной поверхности резцом, совершающим вместе с суппортом реверсивное движение  $O_2$  (см. рисунок 1, а). Тем самым обеспечиваются условия для интенсификации процесса обработки профильных поверхностей.

Благодаря установке резца 2 на оси 3 с возможностью свободного вращения вокруг своей геометрической оси, скорость результирующего движения резания определяется преимущественно частотой вращения заготовки. Это позволяет по сравнению с известной

схемой ротационного точения некруглых цилиндрических поверхностей [2] при заданной скорости резания увеличить частоту вращения заготовки и, следовательно, технологическую производительность [4].

*Совмещение исполнительных движений.* Совмещение исполнительных движений, например движений формообразования и деления, позволяет упростить кинематическую схему обработки поверхности и, следовательно, кинематику станка. На этом принципе основаны схемы обработки зубчатых колес на зубодолбежных и зубофрезерных станках с образованием профиля зубьев методом обката, характерным для которых является совмещение движения профилирования нарезаемых зубьев с движением деления. Благодаря этому нарезание зубьев осуществляется непрерывно, что повышает производительность обработки.

Совмещение движений за счет перенесения функции формообразования с кинематики станка на режущий инструмент позволяет упростить ее, но усложняет конструкцию режущего инструмента и ограничивает возможности управления формообразованием. Например, нарезание узких колес методом обката гребенчатой фрезой (рисунок 2, а), когда заготовке 2 сообщается вращение  $B_2$ , согласованное с её перемещением  $\Pi_3$  вдоль оси вращения фрезы, осуществляется разделенными движением резания  $\Phi_v(B_1)$  и профилирования  $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ . Возможность независимого регулирования скорости каждого из этих движений позволяет управлять высотой огранки в виде несрезанной части припуска, образуемой на боковых сторонах обработанных зубьев, и повысить качество обработки.

При частичном перенесении функции кинематики формообразования на режущий инструмент данная схема обработки упрощается: нарезание того же зубчатого колеса червячной фрезой (см. рисунок 2, б) осуществляется только одним совмещенным движением формообразования  $\Phi_{vs}(B_1B_2)$ , поскольку движение  $\Pi_3$  обеспечивается конструкцией режущего инструмента (червячной фрезы) — расположением режущих зубьев по винтовой линии.

В результате кинематическая схема обработки и, соответственно, кинематическая схема станка упрощаются, но конструкция инструмента усложняется, исключается возможность управлять высотой отклонений обработанной поверхности от номинальной поверхности боковых поверхностей зубьев в виде несрезанной части припуска, удаляемых последующей их обработкой шевингованием или шлифованием.

В обоих случаях за счет вращения  $B_2$  заготовки одновременно с профилированием нарезаемых зубьев непрерывно осуществляется процесс деления — последовательная обработка всех нарезаемых зубьев без остановки вращения заготовки. Таким образом, движение деления  $D(B_2)$  совмещено с движением  $\Phi_v(B_1B_2)$  профилирования зубьев.

Совмещение движений наиболее эффективно, если оно возможно без усложнения конструкции режущего инструмента. Рассмотрим это на примере нарезания зубчатого колеса с бочкообразными зубьями, у которого движение, создающее бочкообразную по длине форму зубьев, совмещено с вращением заготовки, участвующим в их профилировании.

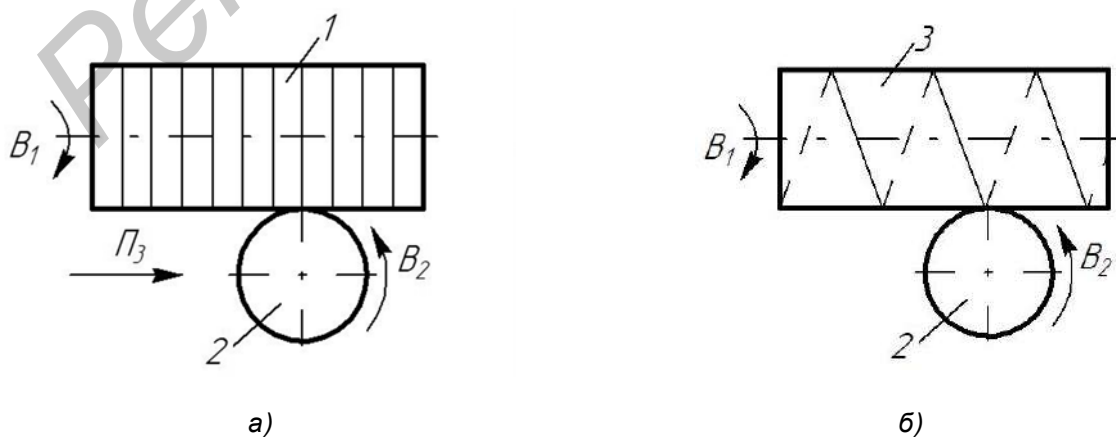


Рисунок 2. — Схемы нарезания зубчатого колеса при разделенных (а) и совмещенных (б) движениях профилирования и резания

Широко применяется способ обработки колес с бочкообразными зубьями, основанный на непрерывном изменении по определенному закону расстояния между осями инструмента и заготовки, совершающих движение обката. Изменение межосевого расстояния обеспечивается сообщением одному из исполнительных органов станка (столу с заготовкой или стойке с фрезой) дополнительного поступательного, переменного по направлению перемещения с помощью механизма формообразования бочкообразных зубьев. Из-за дополнительной степени свободы узла станка снижается его жесткость. Кроме того, реверсивный характер этого движения отрицательно влияет на точность формы зубьев. Обусловлено это тем, что движение, обеспечивающее формирование бочкообразных зубьев, не совмещено по траектории с движением профилирования.

Схема обработки бочкообразных зубьев с совмещенными движениями изображена на рисунке 3, а. Для формирования таких зубьев 2 на равномерное вращение  $V_2$  заготовки 1, связанное с равномерным вращением  $V_1$  червячной фрезы 3, накладывается возвратно-вращательное (качательное) движение  $K_4$  вокруг оси 4 вращения заготовки, которое и связано с движением подачи  $P_3$  червячной фрезы вдоль этой оси в соответствии с формой зубьев по длине [2].

Угловая скорость  $\omega_1$  заготовки в данном случае  $\omega_1 = \omega_2 a / z + \Delta\omega$ , где  $\omega_2 a$  — угловая скорость (число заходов) червячной фрезы;  $z$  — число нарезаемых зубьев;  $\Delta\omega$  — изменение угловой скорости заготовки, обусловленное сообщением ей движения  $K_4$ .

Незначительное изменение угловой скорости заготовки для образования бочкообразных зубьев позволяет технически просто осуществить сложение движений  $V_2$  и  $K_4$ , из которых равномерное вращение  $V_2$  передается заготовке по цепи обката зубофрезерного станка, а движение  $K_4$  — от механизма формообразования бочкообразных зубьев станка, снабженного аналоговой или числовой системой управления.

Задание заготовке одновременно равномерного вращения и возвратно-вращательного движения эквивалентно сообщению ей неравномерного, постоянного по направлению вращения  $V_2 = V_2' + \tilde{V}_2''$ , (см. рисунок 3, б). Преимуществом такой кинематики формообразования бочкообразных зубьев является отсутствие реверсивного движения исполнительного органа станка. Благодаря этому обеспечивается одностороннее замыкание звеньев его кинематических цепей и, как следствие, по сравнению с традиционной схемой, повышение точности обработанных боковых поверхностей бочкообразных зубьев. Управление формообразованием бочкообразных зубьев (величиной бочкообразности) достигается в рассмотренных схемах обработки за счет параметров дополнительного вращательного движения  $\tilde{V}_2''$  заготовки.

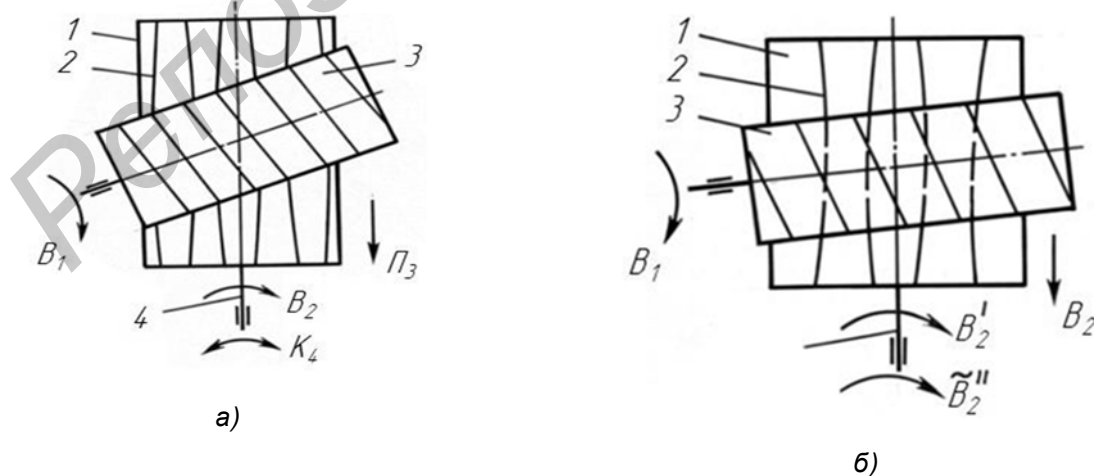


Рисунок 3. — Схемы обработки зубчатых колес с бочкообразными зубьями при совмещении исполнительных движений: а — схема с совмещенными вращательным и возвратно-вращательными движениями; б — схема с двумя совмещенными вращательными движениями

*Введение дополнительных движений.* Для улучшения условий резания наряду с необходимыми для формообразования заданной поверхности движениями инструмента и (или) заготовке могут сообщаться дополнительные движения. На этом основаны осциллирующее сверление, точение, шлифование и другие известные прогрессивные методы обработки. Необходимость в дополнительном движении при обработке сложных поверхностей часто обусловлена требованием стабилизации рабочих углов режущего лезвия, изменяющихся из-за переменной кривизны формируемой поверхности. Например, для образования плоской линии 1 (рисунок 4) методом следа достаточно сообщить производящей точке С (вершине режущего лезвия 2) согласованные движения  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  так, что в каждый момент времени исполнительное движение  $\Phi(\Pi_1\Pi_2)$  направлено по касательной  $\tau$ . Однако передний  $\gamma_i$  и задний  $\alpha_i$  рабочие углы режущего лезвия непрерывно изменяются, что отрицательно влияет на качество обработки из-за переменных условий резания и ограничивает технологические возможности схемы обработки по форме образуемых поверхностей допустимым диапазоном изменения указанных углов.

Это ограничение исключается при сообщении режущему инструменту дополнительного движения  $K_3$  вокруг точки С, обеспечивающего стабилизацию рабочих углов режущего лезвия. Движение  $K_3$  является ориентирующим, параметры которого взаимосвязаны с движением формообразования  $\Phi(\Pi_1\Pi_2)$ .

Благодаря движению ориентации стабилизируются условия резания, что позволяет повысить качество обработки и расширить технологические возможности схемы формообразования по форме обрабатываемых поверхностей.

На рассмотренном принципе совершенствования кинематических схем обработки основана, например, схема обработки винтовых канавок переменного шага на цилиндрических изделиях (рисунок 5).

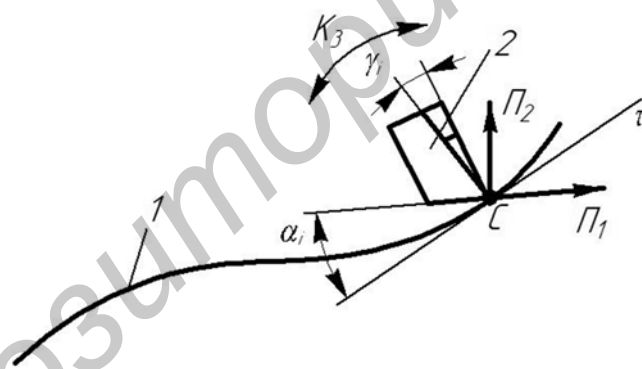


Рисунок 4. — Схема формообразования линии при сообщении режущему лезвию движения ориентации

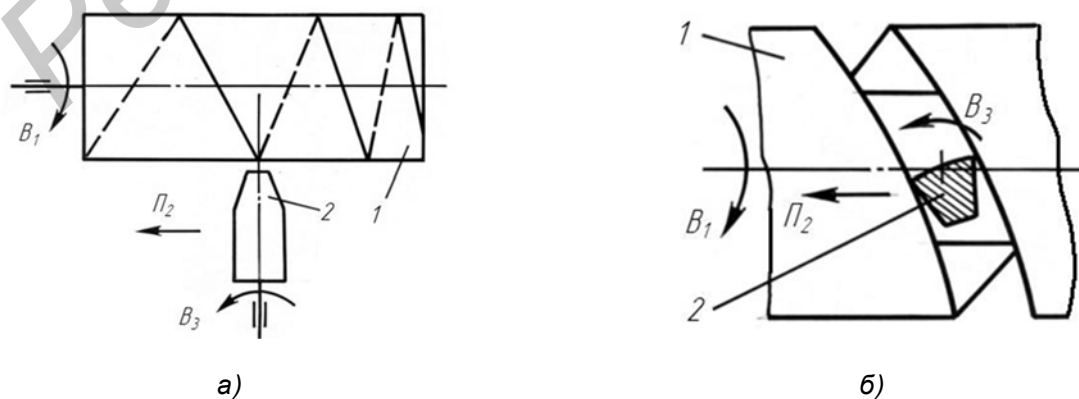


Рисунок 5. — Схема формообразования винтовых канавок переменного шага: а — схема обработки; б — схема ориентации режущего лезвия

При нарезании неподвижным относительно суппорта станка резцом вследствие переменности шага винтовой поверхности непрерывно изменяются передний и задний рабочие углы режущего лезвия на величину  $\delta$  угла наклона винтовой линии:  $\delta = \arctg(H + \Delta H) / \pi d - \arctg H / (\pi d)$ , где  $\Delta H$  — изменение шага нарезаемой винтовой канавки;  $d$  — диаметр изделия.

Изменение указанных углов существенно ограничивает возможный диапазон изменения шага обрабатываемой винтовой поверхности. Этот недостаток устраняется при сообщении резцу 2 (см. рисунок 5) вращения  $B_3$ , функционально связанного с его перемещением  $\Pi_2$  и вращением  $B_1$  заготовки 1 для обеспечения неизменной ориентации режущего лезвия относительно формируемой поверхности. Реализация данного принципа позволяет расширить технологические возможности станков для обработки изделий с винтовыми канавками переменного шага и зубчатых колес с бочкообразными зубьями.

**Результаты исследования и их обсуждение.** Рассмотрим принцип рационального распределения движений между инструментом и заготовкой применительно к обработке некруглых цилиндрических поверхностей с профилем в виде треугольника Рело. Так как такой профиль ограничен дугами окружностей, то их формирование возможно круговым точением с периодическим движением деления, необходимым для последовательной обработки всех граней поверхности.

Известная схема формирования треугольника Рело круговым точением [5] включает последовательное формирование всех его сторон с переустановкой заготовки 1 (рисунок 6, а), при этом при обработке каждой из сторон 3 изделия заготовке сообщают вращение вокруг оси, проходящей через противоположно расположенную вершину  $B$  формируемого профиля в виде треугольника Рело, а резцу 2 — движение подачи вдоль оси вращения заготовки, при этом резец устанавливают на расстоянии от оси вращения заготовки, равном радиусу  $R$  кривизны его стороны (ширине треугольника Рело).

Известно, что вершины треугольника Рело совпадают с вершинами вписанного в него правильного треугольника. Так как угол при вершине правильного треугольника  $ABC$  равен  $60^\circ$ , то длина пути резания  $AC$  (стороны треугольника Рело), составляет только  $1/6$  длины траектории 4 вершины резца 2 за один оборот заготовки 1. Это обуславливает значительную прерывистость процесса обработки и малую долю машинного времени в цикле обработки поверхности, которое составляет  $1/6$  времени формирования стороны профиля в виде треугольника Рело, что является причиной низкой технологической производительности известной схемы обработки.

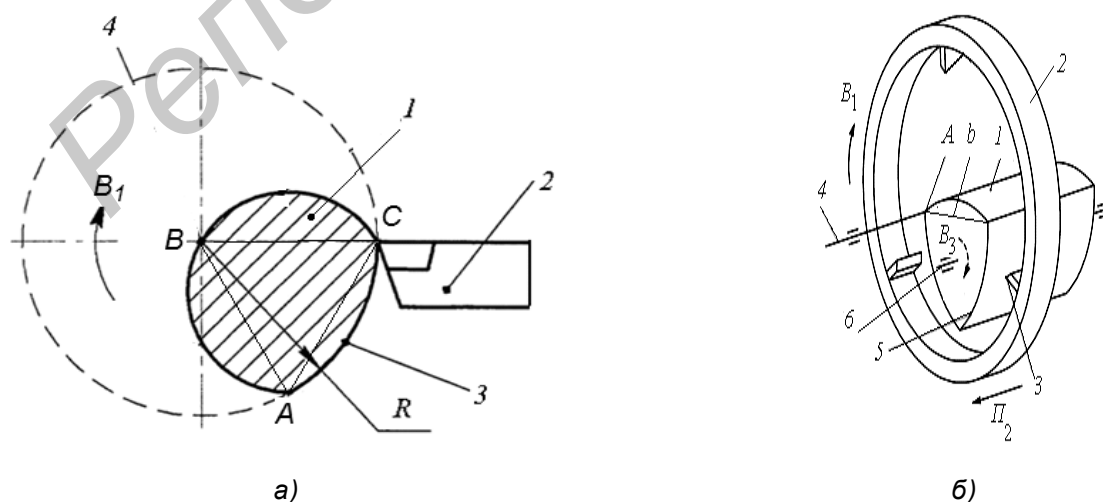


Рисунок 6. — Схемы формирования стороны профиля в виде треугольника Рело круговым точением при сообщении главного движения  $B_1$  заготовке (а) или режущему инструменту (б)

Отрицательное влияние имеет и то, что из-за срезания слоя металла с одной стороны заготовки в процессе обработки возникает переменная центробежная сила, что ограничивает частоту вращения заготовки и, соответственно, технологическую производительность. Следовательно, при сообщении вращения заготовке известная схема кругового точения поверхностей с профилем в виде треугольника Рело является нерациональной.

Недостатки рассмотренной схемы кругового точения устраняются при сообщении вращательного движения не заготовке, а режущему инструменту (см. рисунок 6, б) вокруг неподвижной заготовки, который в этом случае может быть оснащен  $z$  режущими лезвиями [6]. Такая схема обработки обеспечивает по сравнению с известной повышение технологической производительности в  $z$  раз, где  $z$  — число режущих лезвий инструмента. При  $z$ , равном и большем 6, обеспечивается непрерывность процесса обработки. Таким образом, рациональное распределение главного движения между инструментом и заготовкой обеспечивает интенсификацию кругового точения поверхностей с профилем в виде треугольника Рело. Схема обработки [6] реализуется на станках универсального назначения [7].

На рассмотренных универсальных принципах синтеза рациональных схем обработки основаны прогрессивные способы обработки разных типов сложных поверхностей: профильных цилиндрических поверхностей, зубчатых колес с бочкообразными зубьями при обычном и диагональном зубофрезеровании, винтовых поверхностей переменного шага, изделий с плоским зубчатым контуром, круговых винтовых поверхностей и др. [2; 7; 8], реализация которых позволила освоить производство импортозамещающих изделий машиностроения.

**Заключение.** Использование универсальных принципов синтеза рациональных схем обработки позволяет создавать прогрессивные технологии формообразования сложных поверхностей изделий машиностроения разного назначения, обеспечивающие интенсификацию процессов обработки по сравнению с известными технологиями. На этой основе разработаны признанные изобретениями способы обработки некруглых цилиндрических поверхностей с синусоидальным профилем [4], профилем в виде треугольника Рело [6] на станках универсального назначения, что важно для расширения применения в отечественном машиностроении профильных моментопередающих соединений деталей машин.

#### Список цитируемых источников

1. Данилов, В. А. Научные основы технологии формообразования сложных поверхностей резанием : дис. ... д-ра техн. наук : 05.03.01, 05.02.08 / В. А. Данилов / Полоц. гос. ун-т. — Новополоцк, 2002. — 318 л.
2. Данилов, В. А. Формообразующая обработка сложных поверхностей резанием / В. А. Данилов. — Минск : Наука и техника, 1995. — 264 с.
3. Синкевич, В. М. Новый вид профильных соединений в узлах судовых механизмов / В. М. Синкевич, Е. П. Микитюк // Вестник машиностроения. — 1990. — № 11. — С. 60—63.
4. Патент ВУ 21958. Способ точения из заготовки некруглого вала с сечением в виде равномерно расположенных по окружности выступов : опубл. 28.02.2018 / Данилов А. А., Данилов В. А.
5. Патент RU 2463129. Способ обработки профильного вала со сторонами равной ширины : опубл. 10.10.2012 / Барботько А. И., Понкратов П. А., Разумов М. С.
6. Патент ВУ 22235. Способ получения детали с сечением в виде треугольника Рело из заготовки лезвийным режущим инструментом : опубл. 30.04.2018 / Данилов А. А., Данилов В. А.
7. Данилов, А. А. Технология формообразования наружных моментопередающих поверхностей с профилем в виде треугольника Рело на универсальных станках : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.07 / А. А. Данилов ; Белорус. нац. техн. ун-т. — Минск, 2022. — 22 с.
8. Конструирование и оснащение технологических комплексов / А. М. Русецкий, П. А. Витязь, М. Л. Хейфец [и др.] ; под общ. ред. А. М. Русецкого. — Минск : Беларус. навука, 2014. — 316 с.

Поступила в редакцию 22.10.2024.

УДК 621.7/9.048.7

**С. Ю. Котов**Учреждение образования «Белорусская государственная академия связи», ул. Ф. Скорины, 8/2,  
220076 Минск, Республика Беларусь, +375 (17) 358 75 62, kotov\_sergey09@mail.ru

## **ВЛИЯНИЕ ДЕФЕКТОВ МАГНЕТРОННОГО ПОКРЫТИЯ ZrN НА КОРРОЗИОННУЮ СТОЙКОСТЬ СФЕРИЧЕСКИХ ОСНОВ ИЗ СТАЛИ ШХ15**

Коррозионное изнашивание деталей подшипников — процесс разрушения металлов и сплавов под действием химических и электрохимических процессов, возникающих в результате воздействия внешней среды. Общий механизм разрушающего воздействия химической коррозии на металлы и их сплавы заключается в изменении удельного объема материала вследствие окисления, а электрохимической — вследствие протекания на поверхности металлов гальванических процессов, приводящих к анодному растворению материала. Наиболее часто негативное воздействие на контактные поверхности подшипников в процессе эксплуатации оказывает совместное воздействие циклической динамической нагрузки и коррозионных процессов (так называемое явление коррозионной усталости). Суть этого явления заключается в снижении предела выносливости материала при нахождении в коррозионной среде. Механизм коррозионной усталости заключается в локализации электрохимических анодных и химических процессов на участках концентрации механических напряжений, а наиболее эффективными путями повышения коррозионной износостойкости деталей подшипников качения являются повышение качества поверхностей деталей, использование коррозионноустойчивых материалов (пластмасс, керамики, металлокерамики, стекла, нержавеющей стали и т. д.), применение смазочных материалов с антикоррозионными добавками, регулярное техническое обслуживание, а также защита подшипникового узла от воздействия окружающей среды.

В статье представлены результаты экспериментальных исследований дефектов вакуумно-плазменного покрытия из нитрида циркония и их влияние на интенсивность протекания коррозионных процессов на поверхности элементов подшипников качения.

**Ключевые слова:** вакуумно-плазменное покрытие; нитрид циркония; дефекты PVD-покрытия ZrN; коррозионная стойкость подшипниковых сталей.

Рис. 5. Библиогр.: 12 назв.

**S. Yu. Kotov**Institution of Education “Belarusian State Academy of Communications”, 8/2 F. Skorina Str., 220076 Minsk,  
the Republic of Belarus, +375 (17) 358 75 62, kotov\_sergey09@mail.ru

## **INFLUENCE OF ZrN MAGNETRON COATING DEFECTS ON SPHERICAL BASES CORROSION RESISTANCE MADE OF STEEL ШХ15**

The general mechanism of the destructive effect of chemical corrosion on metals and their alloys is a change in the material specific volume due to oxidation, and electrochemical corrosion due to galvanic processes occurrence on the of metal surfaces, leading to anodic dissolution of the material. Most often, the combined effect of cyclic dynamic load and corrosion processes (the so-called phenomenon of corrosion fatigue) has a negative impact on the contact surfaces of bearings during operation. The essence of this phenomenon is to reduce the material endurance limit when in a corrosive environment. The mechanism of corrosion fatigue is the localization of electrochemical anodic and chemical processes in the areas of mechanical stresses concentration. The most effective ways to increase the corrosion wear resistance of rolling bearing parts are to improve the quality of the parts surfaces, use corrosion-resistant materials (plastics, ceramics, cermet, glass, stainless steels, etc.), use lubricants with anti-corrosion additives, regular maintenance, as well as the bearing assembly protection from environmental influences.

The article presents the results of defect experimental studies in the vacuum plasma coating of zirconium nitride and their effect on the corrosion processes intensity on the rolling bearing elements surface.

**Key words:** vacuum plasma coating; zirconium nitride; porosity of ZrN PVD coating; bearing steels corrosion resistance.

Fig. 5. Ref.: 12 titles.

**Введение.** Зарождение очагов коррозии на деталях подшипников является распространенным явлением, которое происходит в результате взаимодействия конденсата и (или) химически активных веществ (продуктов сжигания топлива, пыли, солей различного происхождения и т. д.) с материалом деталей. Стоит отметить, что подшипниковые узлы крайне чувствительны к содержанию воды в смазочном материале, что негативно сказывается на их долговечности [1—5]. Так, увеличение содержания конденсата в смазочном материале с 0,01 до 0,10 % ведет к пятикратному уменьшению средней долговечности шарикоподшипников за счет ускоренного протекания коррозионной усталости [6].

**Материалы и методы исследования.** Образцы представляли собой шарики степени точности 16 по ГОСТ 3722-81 из стали ШХ15 (ГОСТ 801-78). Поверхность основ перед формированием покрытия подвергали обезжириванию, предварительной очистке, электроимпульсному полированию, окончательной очистке, а также воздействию ионов аргона непосредственно перед формированием покрытия. Обезжиривание тел качения производилось бензином «Калоша» (ГОСТ 443-76) в ультразвуковой ванне УЗМ-1.8 (Квинтал, Украина) при частоте 40 кГц на протяжении 10 мин. Предварительная очистка проводилась водой с температурой 50...60 °С, окончательная — дистиллированной водой  $22 \pm 2$  °С в ультразвуковой ванне на протяжении 10 мин. Импульсное электролитно-плазменное полирование образцов проводилось в 6 %-ном водном растворе сульфата аммония при температуре раствора 75...80 °С и напряжении обработки  $300 \pm 5$  В. При обработке образцы располагали одним слоем в комплектной подвесной решетчатой корзине К-001 из нержавеющей стали.

Учитывая преимущества магнетронного нанесения (полное отсутствие капельной фазы, высокая производительность и т. д.), предпочтение отдавалось этому методу формирования покрытий на установке UniCoat 900 с несбалансированными магнетронами. В качестве оснастки применялось специальное приспособление оригинальной конструкции [7]. В качестве плазмообразующего газа использовался аргон с постоянной скоростью потока 40 мл / мин. Для формирования покрытия в вакуумную камеру напускался азот повышенной степени очистки марки 6.0 ТУ 20.11.11-009-45905715-2017 в количестве 25...30 % от объема аргона. Расстояние от мишени до основ в процессе формирования покрытия составляло  $40 \pm 0,5$  см, потенциал смещения — 50 В. Остаточное давление в вакуумной камере — 0,1...0,2 Па. Величина магнитного поля постоянного магнита — 0,03 Тл. Температуру основ контролировали бесконтактным методом при помощи тепловизора ТКТИ21 (SKF, Швеция) с погрешностью  $\pm 2,5$  °С в диапазоне измеряемых температур от -20 до +350 °С. В целях повышения адгезионной прочности покрытие формировалось с промежуточным переходным слоем из металла электрода толщиной 0,05...0,07 мкм. Режимы нанесения покрытия: напряжение на катоде — 630 В, напряжение на аноде — 50 В, сила тока на катоде при травлении — 16 А, сила тока на катоде при формировании покрытия — 3 А.

Сравнительные испытания на коррозионную стойкость проводились путем выдержки в воде [8—10]. Образцы были разделены на группы: серийные тела качения и три группы шаров с вакуумно-плазменным покрытием на основе нитрида циркония с толщинами 0,5, 1 и 3 мкм по 25 шариков в каждой. В ходе испытаний фиксировалось общее количество очагов коррозии методом подсчета. Определение зависимости плотности очагов коррозии от времени испытаний осуществляли путем обработки данных в программном приложении Microsoft Excel с построением линии тренда. Фотографирование очагов коррозии проводилось на оптическом комплексе микро- и макроанализа на базе микроскопа МКИ-2М (Планар, Беларусь), растровом электронном микроскопе LEO-1455 VP (Carl Zeiss, Германия) с энергодисперсионным безазотным спектрометром Aztec Energy Advanced X-Max 80 и четырехсекционным детектором отраженных электронов 4QBSE, а также системой дифракции отраженных электронов HKL EBSD Premium System Channel 5 (Oxford Instruments, Англия).

**Результаты исследования и их обсуждение.** Результаты дифрактометрического исследования покрытия представлены на рисунке 1 (пики основы зачищены).

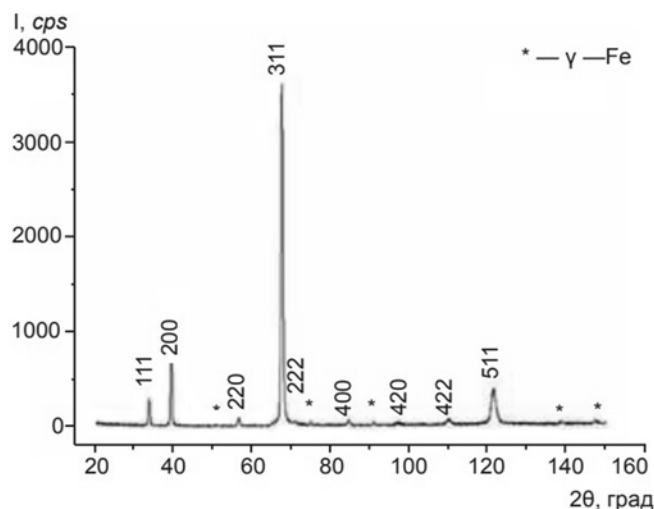


Рисунок 1. — Дифрактограмма вакуумно-плазменного покрытия ZrN на основе из стали ШХ15

Согласно результатам дифрактометрического исследования, значение  $2\theta$  составило  $20...35^\circ$ , что свидетельствует о наличии кубической гранецентрированной фазы. Распределение интенсивностей дифрактограммы имеет существенное отличие от характерного для порошков. Для анализа напряжений выбирался выраженный пик достаточной интенсивности, расположенный в области прецизионных значений для линии 511. Уровень напряжений первого рода составил  $\sigma = 4,1...4,4$  ГПа, что свидетельствует о значительных сжимающих напряжениях в покрытии, размер области когерентного рассеяния —  $73,2$  нм при искажении решетки  $\approx 0,30\%$ . Параметр решетки нитрида циркония  $a = 4,579 \pm 1 \cdot 10^{-3}$  Å, что соотносится с литературным значением  $a = 4,57756$  Å.

Фотографии поверхности шариков после нанесения нитрид-циркониевого покрытия толщинами 1 и 3 мкм представлены на рисунке 2.

Анализ снимков поверхности упрочненных шариков показал, что на телах качения присутствуют различного рода дефекты. Так, на образцах с толщиной покрытия 1 мкм (см. рисунок 2, а) наиболее заметны узкие щелевидные углубления, предположительно, образовавшиеся на этапе финишной абразивной обработки. Помимо царапин на поверхности обнаружены участки с уменьшенной в сравнении с остальной поверхностью толщиной покрытия (светлые области в центральной и нижней областях снимка). На снимках образца с толщиной покрытия 3 мкм (см. рисунок 2, б) количество дефектов покрытия существенно меньше.

Анализ весовой доли химических элементов по линиям для рассмотренных образцов покрытия толщинами 1 и 3 мкм (профили по линиям 1 и 2 рисунка 2) представлен на рисунке 3.

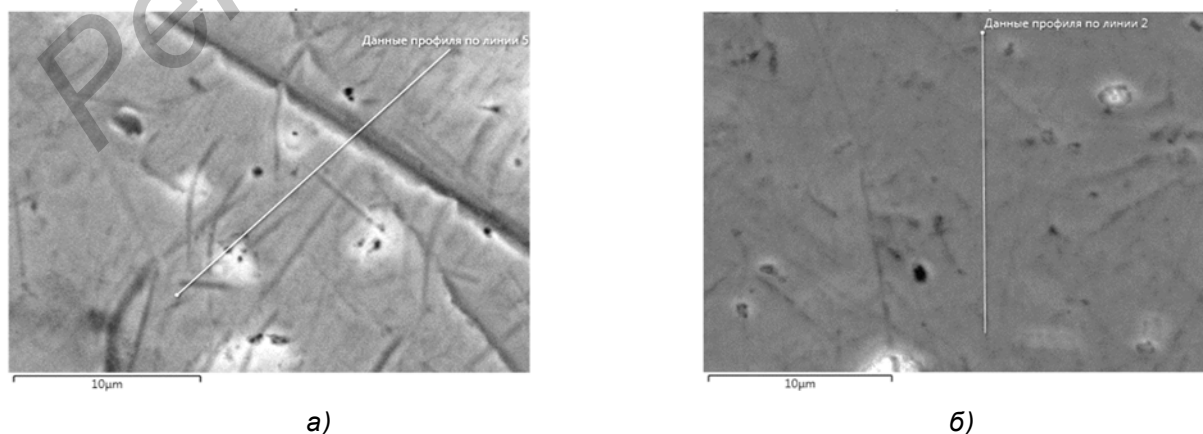
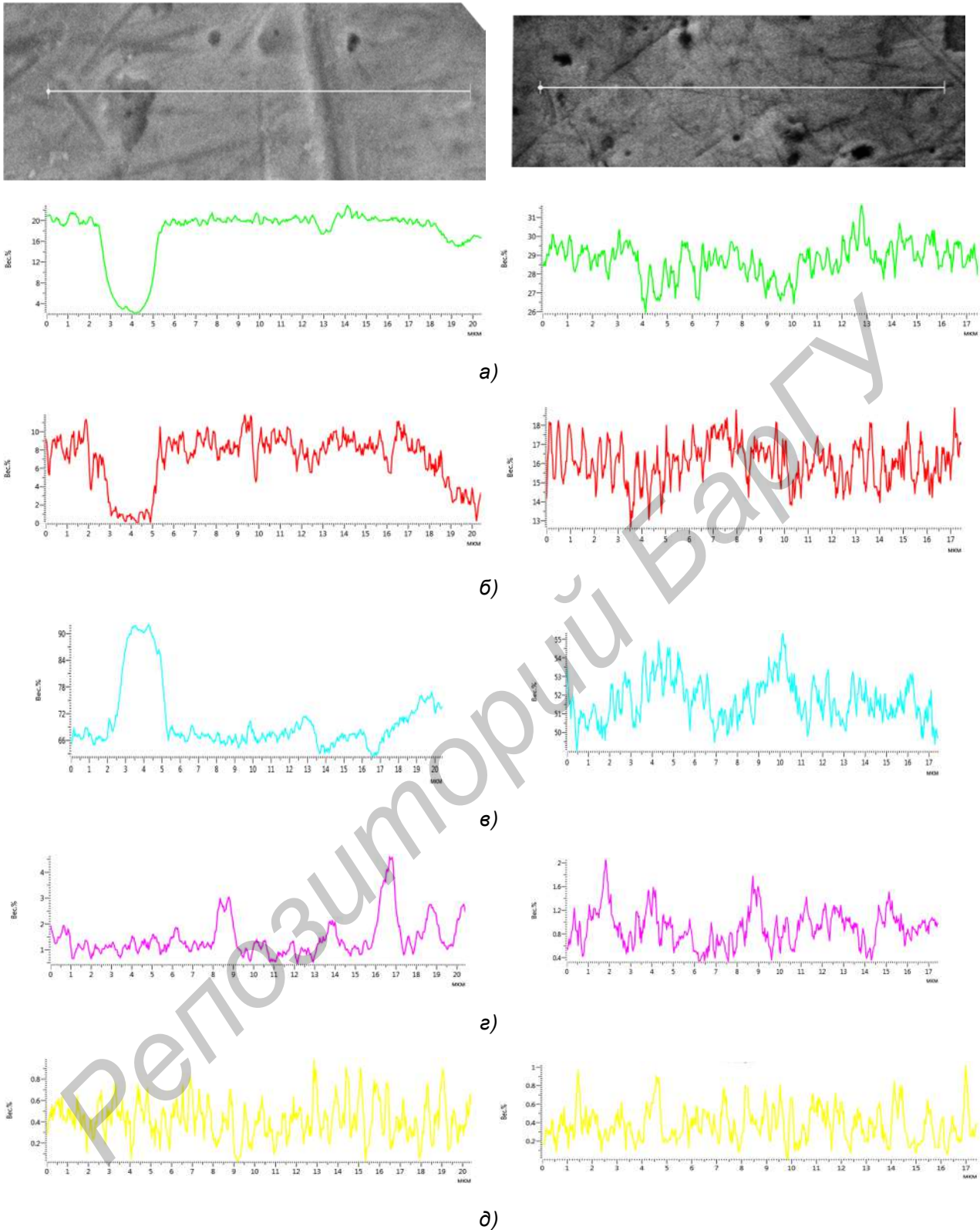


Рисунок 2. — Поверхность шариков с покрытием ZrN:  
а — толщиной 1 мкм; б — толщиной 3 мкм



а — цирконий (Zr); б — азот (N); в — железо (Fe); г — хром (Cr); д — марганец (Mn)

**Рисунок 3.— Весовая доля химических элементов по линиям для образцов с покрытием ZrN толщами 1 мкм (слева) и 3 мкм (справа)**

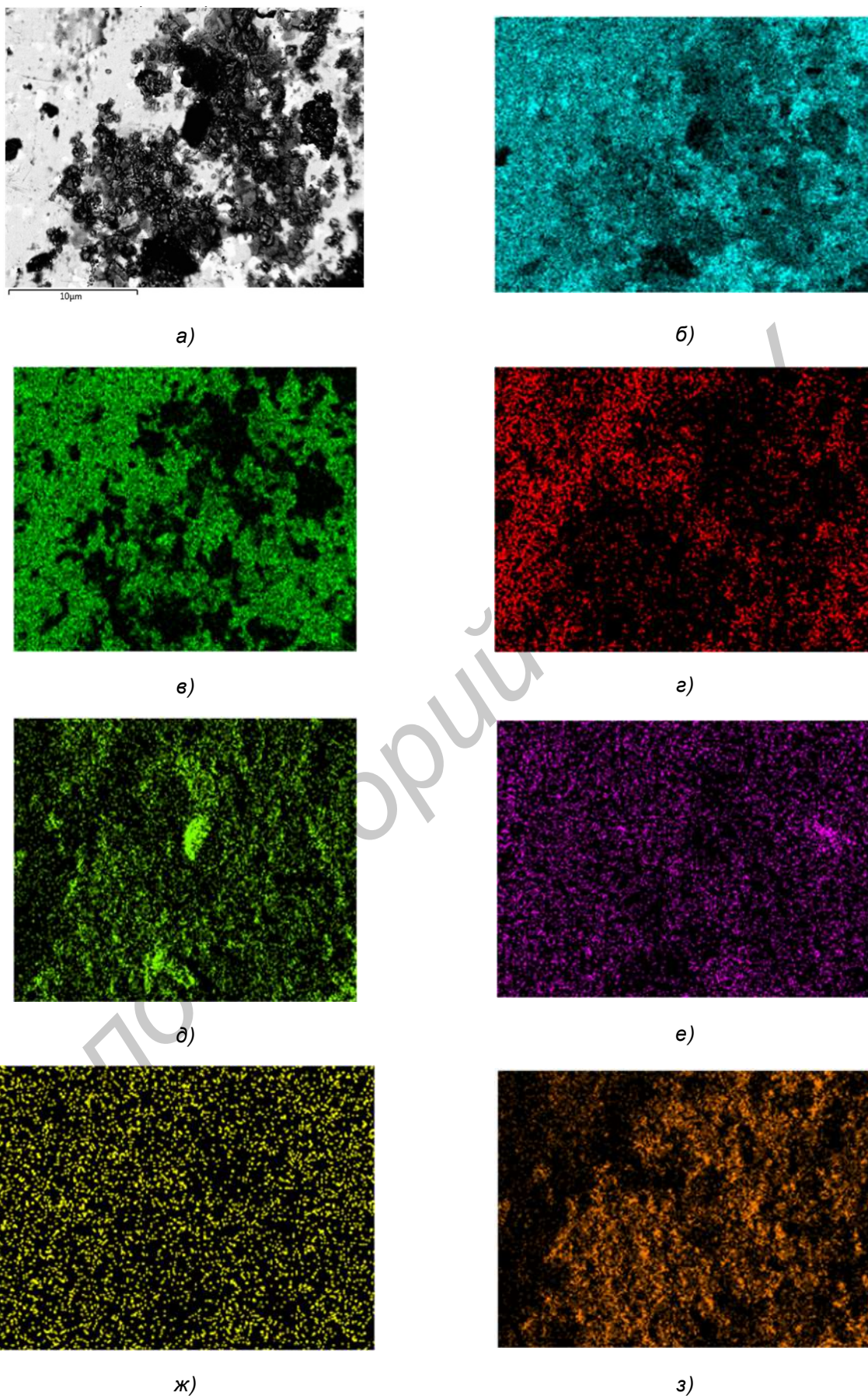
Согласно полученным данным, на образцах покрытия присутствуют области с многократным снижением весовой доли химических элементов покрытия (азота и циркония) и повышенным содержанием химических элементов основы из стали марки ШХ15 (железа, марганца и хрома), что позволяет говорить о наличии в покрытии нитрида циркония сквозных дефектов. Отличия в количестве и размерах дефектов вакуумно-плазменного покрытия нитрида циркония разной толщины объяснимы в рамках принципа зародышеобразования теории Д. Пэшли [11]. Согласно указанной теории, формирование тонких пленок в вакууме происходит поэтапно. Первым этапом формирования покрытия является адсорбция атомов мишени на упрочняемой поверхности с последующим формированием субкритических кластеров и зародышей. Вторым этапом протекания процесса является рост образованных зародышей до критического размера с последующим их сращиванием (так называемая коалесценция), при котором происходит образование островковых структур, занимающих меньшую площадь, чем сумма площадей объединившихся зародышей. Указанный эффект, в свою очередь, ведет к увеличению непокрытой поверхности основы и адсорбированию атомов на освободившихся участках (так называемому вторичному образованию зародышей). Третьим этапом процесса формирования тонкой пленки является срастание наиболее крупных островковых структур покрытия до состояния сплошного покрытия с образованием каналов, кратеров и пустот на местах расположения дефектов поверхности основы. Указанные дефекты покрытия при дальнейшем протекании процесса формирования тонкой пленки в большинстве своем заполняются из-за явления вторичного зародышеобразования. С ростом толщины покрытия более вероятно так называемое «залечивание» дефектов с наименьшими геометрическими характеристиками, чем относительно крупных дефектов, приводящих к образованию сквозных пор.

Особенности распределения химических элементов в области очага коррозии на сферическом образце с толщиной покрытия 1 мкм представлены на рисунке 4 (области с высоким содержанием указанных элементов имеют цветное выделение, с их отсутствием — черное).

Результаты подсчета общего количества очагов коррозии на поверхности шариков представлены на рисунке 5.

Согласно полученным результатам исследований, подшипниковая сталь ШХ15 продемонстрировала относительно невысокую коррозионную стойкость при выдержке в воде, что объяснимо особенностями протекания химической реакции раствора с подшипниковым сплавом. Так, основным механизмом защиты сталей от коррозии является пассивация кислородом, т. е. переход поверхностного слоя материала в неактивное (пассивное) состояние за счет образования тонких поверхностных оксидных пленок. Склонность сталей к пассивации кислородом определяется химическим составом материала и находится в прямой зависимости от содержания хрома, никеля, меди, кремния и в обратной зависимости от содержания углерода, серы, фосфора. Согласно имеющимся данным, минимальное удельное содержание хрома, обеспечивающее сталям способность к пассивации, составляет 12...13 %, что значительно выше содержания указанного легирующего элемента в стали ШХ15 (1,30...1,65 %).

Таким образом, низкое содержание хрома наряду с высоким содержанием углерода (около 1 %) и незначительным содержанием других легирующих элементов (менее 0,25 % меди и 0,3 % никеля) делает сталь ШХ15 и ее зарубежные аналоги (G52986, 100Cr6, SUJ4, 534A99, GC15 и др.) склонными к протеканию коррозионных процессов, что объясняет относительно быстрое зарождение и дальнейшее развитие очагов коррозии на поверхности шариков. Согласно полученным результатам исследования, максимальный прирост очагов коррозии за единицу времени был отмечен на образцах с наименьшей толщиной покрытия (0,5 мкм), а минимальный — на образцах с покрытием наибольшей толщины (3 мкм). Влияние толщины покрытия нитрида циркония на интенсивность протекания коррозионных процессов на стали ШХ15 можно объяснить уменьшением плотности сквозных дефектов покрытия с ростом толщины покрытия, а также прямой зависимостью времени зарождения и скорости развития очага коррозии в сквозной поре покрытия от её относительной геометрической характеристики, равной отношению диаметра сквозной поры к её высоте [12]. Так, при толщине нитрид-циркониевого покрытия 0,5 мкм средний диаметр сквозных пор — 2,5 мкм, следовательно, отношение  $d/h = 5$ , а при толщине покрытия 3 мкм средний диаметр сквозных пор — 6,6 мкм, соответственно,  $d/h = 2,2$ .



а — фотография поверхности; б — железо (Fe); в — цирконий (Zr); г — азот (N);  
д — углерод (C); е — хром (Cr); ж — марганец (Mn); з — кислород (O)

**Рисунок 4. — Распределение химических элементов по поверхности**

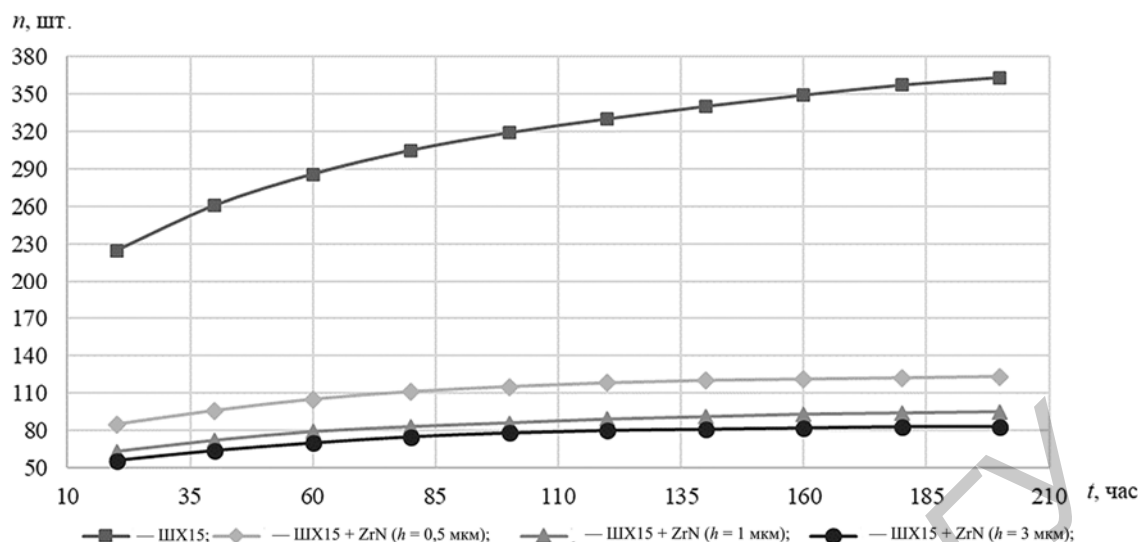


Рисунок 5. — График изменения количества очагов коррозии во времени при выдержке в воде

В свою очередь, влияние относительной геометрической характеристики сквозной поры на скорость образования и развития очага коррозии объясняется затруднённым доступом коррозионной среды к материалу основы. Предполагается, что на первоначальном этапе доступу химического раствора к основе препятствует воздух, находящийся внутри сквозного дефекта покрытия. После «распечатывания» поры в результате удаления воздуха со временем произойдет взаимодействие химического раствора с материалом подложки и образование очага коррозии, однако дальнейшее его развитие с течением времени будет затруднено из-за ограничения продуктами коррозии доступа химически агрессивной среды к материалу основы. Учитывая относительно высокую адгезионную прочность вакуумно-плазменного покрытия нитрида циркония со сталью ШХ15, можно сделать вывод, что наименьшая скорость развития очагов коррозии будет наблюдаться на покрытиях со сквозными дефектами, имеющими наименьшее значение относительной геометрической характеристики, т. е. на покрытиях максимальной толщины.

**Заключение.** По полученным данным исследования можно сделать следующие заключения:

- 1) вакуумно-плазменное покрытие нитрида циркония, формируемое магнетронным методом, имеет несовершенную сплошность и характеризуется наличием сквозных и несквозных дефектов;
- 2) защитные свойства вакуумно-плазменного покрытия нитрида циркония определяются наличием сквозных дефектов, количество которых находится в обратной зависимости от толщины покрытия;
- 3) вакуумно-плазменные покрытия толщинами 0,5...3,0 мкм обладают значительными защитными свойствами и позволяют сократить общее количество очагов коррозии на основах из стали ШХ15 в 3,0...4,5 раза соответственно.

#### Список цитируемых источников

1. Козлов, Д. Ю. Антикоррозионная защита / Д. Ю. Козлов. — Екатеринбург : Оригами, 2013. — 343 с.
2. Семенова, И. В. Коррозия и защита от коррозии / И. В. Семенова, Г. М. Флоранович, А. В. Хорошилов ; под ред. И. В. Семеновой. — М. : ФИЗМАТЛИТ, 2002. — 336 с.
3. Рябченков, А. В. Коррозионно-усталостная прочность стали / А. В. Рябченков. — М. : Машгиз, 1953. — 180 с.
4. Костржицкий, А. И. Способы получения и свойства коррозионноустойчивых вакуумных многокомпонентных пленок и покрытий : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. И. Костржицкий ; НИФХИ им. Л. Я. Карпова. — М., 1988. — 37 с.

5. Повышение износостойкости и коррозионной стойкости изделий из конструкционных и инструментальных сталей путем нанесения ионно-плазменных покрытий / Л. Л. Ильичев, В. И. Рудаков, Г. В. Клевцов, Н. А. Клевцова // *Современные проблемы науки и образования*. — 2006. — № 6. — С. 45—46.
6. Очистка масел. — URL: [http://www.hydac.com.ru/art\\_serv\\_en\\_mas.html](http://www.hydac.com.ru/art_serv_en_mas.html) (дата обращения: 01.07.2024).
7. Патент 20844 С1 Респ. Беларусь. МПК6 С23С 14/00, С23С 14/24, С23С 14/50. Устройство для нанесения покрытий на сферические магнитные подложки : № а 20130688 : заявлено 29.05.2013 : опубл. 28.11.2016 / Котов С. Ю., Беляев Г. Я. ; заявитель Белорус. нац. техн. ун-т // *Офиц. бюл. / Нац. центр интеллект. собственности Респ. Беларусь*. — 2016. — № 6. — С. 174.
8. *Котов, С. Ю.* Влияние сквозной пористости PVD-покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек из стали ШХ15 / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // *Вестник Белорусско-Российского университета*. — 2013. — № 2 (39). — С. 63—70.
9. *Котов, С. Ю.* Влияние вакуумно-плазменного покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // *Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 22—23 окт. 2015 г. / редкол.: И. С. Сазонов [и др.] ; Белорус.-Рос. ун-т. — Могилев, 2015. — С. 62.*
10. *Котов, С. Ю.* Влияние вакуумно-плазменного упрочнения сферических подложек покрытием ZrN на время возникновения первых очагов коррозии / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // *Современные проблемы машиноведения : тез. докл. X Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чт., посвящ. П. О. Сухому), Гомель, 23—24 окт. 2014 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ОАО «Компания «Сухой» ; под общ. ред. С. И. Тимошина. — Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2014. — С. 24—25.*
11. *Электронная микроскопия тонких кристаллов / П. Хирш, А. Хови, Р. Николсон [и др.]. — М. : Мир, 1968. — 575 с.*
12. *Костржицкий, А. И.* К вопросу о пористости ионно-плазменных покрытий нитрида титана на стали / А. И. Костржицкий, Т. В. Чебан, А. Д. Соколов // *Вопросы химии и химической технологии. Процессы и аппараты химических производств, защита от коррозии*. — 2008. — № 3. — С. 99—103.

Поступила в редакцию 02.07.2024.

УДК 531.8+531.312+531.213:621.926.9+621.928.2

**В. А. Потапов**

Учреждение образования «Барановичский государственный университет», ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (29) 225 76 26, vladimir-potapov-1990@mail.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА

Использована методика силового анализа приводного механизма цепного агрегата, основанная на принципе Даламбера—Лагранжа и методе кинетостатики для случаев уравновешенного и неуравновешенного кривошипов. Проведены исследования, позволяющие установить влияние геометрических и кинематических параметров, а также масс и соотношений сил тяжести звеньев приводного механизма на величину уравновешивающего момента и значения реакций в кинематических парах. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании приводного механизма в целях уменьшения реакций в кинематических парах и снижения механической мощности, затрачиваемой на привод рабочей камеры цепного агрегата.

Данная методика силового анализа и результаты исследования могут использоваться при проектировании аналогичных рычажных механизмов и в учебном процессе при изучении соответствующего раздела учебной дисциплины «Теория механизмов и машин».

**Ключевые слова:** приводной механизм; цепной агрегат; силовой анализ; принцип Даламбера—Лагранжа; метод кинетостатики; уравновешивающий момент; силы взаимодействия.

Рис. 14. Библиогр.: 5 назв.

**V. A. Potapov**

Institution of Education “Baranavichy State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranavichy, the Republic of Belarus, +375 (29) 225 76 26, vladimir-potapov-1990@mail.ru

## INVESTIGATION OF THE INTERACTION FORCES OF THE LINKS OF THE CHAIN UNIT DRIVE MECHANISM

The technique of force analysis of chain unit drive mechanism, based on the d’Alembert—Lagrange principle and the kinetostatic method for cases of balanced and unbalanced crank has been used. The studies to establish the influence of geometric and kinematic parameters, as well as masses and ratios of the drive mechanism links gravity forces on the balancing moment magnitude and the values of reactions in kinematic pairs have been conducted. The research results can be used in designing a drive mechanism in order to reduce reactions in kinematic pairs and reduce the mechanical power expended on driving the chain unit working chamber. This technique of power analysis and the research results can also be used in designing similar lever mechanisms and in the educational process when studying the corresponding section of the academic discipline “Theory of Mechanisms and Machines”.

**Key words:** drive mechanism; chain unit; force analysis; d’Alembert—Lagrange principle; kinetostatic method; balancing moment; interaction forces.

Fig. 14. Ref.: 5 titles.

**Введение.** Цепные агрегаты — принципиально новые машины, позволяющие более эффективно выполнять технологические процессы дезинтеграции и грохочения материалов [1]. С различными вариантами конструкций и потенциалом цепных агрегатов подробнее можно ознакомиться в монографии [2].

В качестве приводного механизма в цепном агрегате используется шарнирный четырехзвенник, известный в теории механизмов и машин под названием кривошипно-коромысловый. Его кинематическая схема представлена на рисунке 1.

Приводной механизм состоит из входного звена — кривошипа 1, шатуна 2, выходного звена — коромысла 3 и неподвижного — стойки 4 (см. рисунок 1).

Принятые обозначения:  $O_1A$  — кривошип;  $AB$  — шатун;  $BO_2$  — коромысло;  $O_1O_2$  — стойка. Длины звеньев обозначим следующим образом: кривошип —  $r$ ; шатун —  $l$ ; коромысло —  $h$ ; стойка —  $b$ . Проекцию отрезка  $b$  на ось абсцисс обозначим  $c = O_1B_0$ .

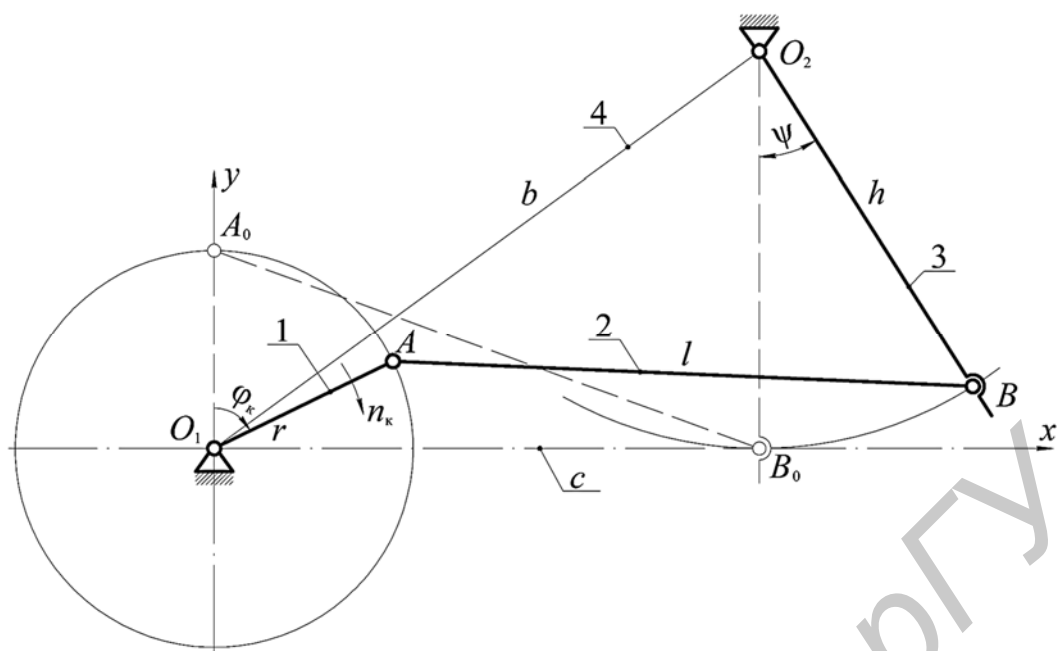


Рисунок 1. — Кинематическая схема приводного механизма

В рассматриваемой схеме начало осей координат находится на оси вращения кривошипа  $O_1$ . Ось  $O_1x$  направлена по касательной к траектории, описываемой центром кинематической пары  $B$ . Движение механизма начинается из положения  $\varphi_k = 0^\circ$ ,  $\psi = 0^\circ$ . Звенья механизма в начальном положении показаны штриховой линией  $O_1A_0B_0O_2$ .

В качестве варьируемого геометрического параметра в приводном механизме принята длина кривошипа  $r$ . При её изменении необходимо соблюдение условия начального положения механизма ( $\varphi_k = 0^\circ$ ,  $\psi = 0^\circ$ ). Это может быть достигнуто путем изменения длины шатуна  $l$ , вычисляемой по формуле  $l = \sqrt{r^2 + c^2}$ . Вторым варьируемым параметром является частота вращения кривошипа  $n_k$ .

Фотография описанной конструкции приводного механизма представлена на рисунке 2.

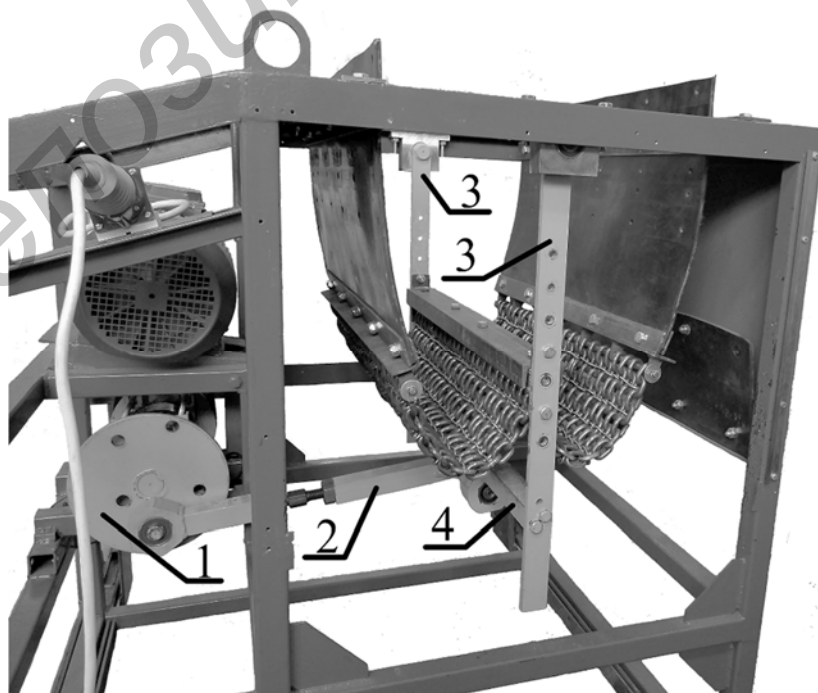


Рисунок 2. — Экспериментальный образец цепного агрегата

Кривошип 1 представляет собой диск с отверстиями, которые расположены на определенных расстояниях от оси вращения. Шатун 2 состоит из двух частей, соединение которых обеспечивает возможность изменения его длины. Выходным звеном является сдвоенное коромысло 3, его части жестко скреплены соединительной штангой 4. В разработанном экспериментальном образце (см. рисунок 2) при силовом анализе необходимо учитывать массу соединительной штанги 4 и массу конструктивного элемента, сосредоточенную в кинематической паре A (см. рисунок 1).

**Методология и методы исследования.** Ниже описана методика определения величины уравнивающего момента и реакций в кинематических парах с помощью принципа Даламбера—Лагранжа и метода кинестатики для случаев уравновешенного и неуравновешенного кривошипа. В качестве примера для определения вышеназванных величин рассмотрен приводной механизм экспериментального образца цепного агрегата.

*Силы взаимодействия во внутренних кинематических парах.* Рассмотрим случай, когда кривошип уравновешен в процессе движения. Для определения значений реакций в кинематических парах воспользуемся разработанной методикой силового анализа [3], дополнив её необходимыми сведениями.

Ниже представлены расчетные схемы для определения значения реакций в кинематических парах A, B и уравнивающего момента  $M_y$  с помощью принципа Даламбера—Лагранжа, приведены уравнения работ в развернутом виде с необходимыми сведениями, позволяющие находить составляющие реакции  $X_A, Y_A, X_B, Y_B$  и момент  $M_y$ .

Запишем уравнение работ (рисунок 3):

$$X_A \delta s_A + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 + M_3 \delta \psi = 0, \quad (1)$$

где  $\delta s_A$  — возможное перемещение шарнира A;

$$\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_3 \delta s_A, \quad c_3 = 1 / AP_2;$$

$$\delta \psi = \delta s_B / h = (BP_2 / hAP_2) \delta s_A = c_4 \delta s_A, \quad c_4 = BP_2 / hAP_2.$$

Для определения длин отрезков  $AP_2, BP_2$  воспользуемся теоремой синусов. Рассмотрев треугольник  $AP_2B$ , получаем  $AP_2 = [\sin(90 - \psi - \gamma)l] / \sin \psi$ ;  $BP_2 = [\sin(90 + \gamma)l] / \sin \psi$ .

Здесь угол  $\gamma$  определяется по формуле

$$\gamma = \arctg \left[ \frac{(y_{O_2} - y_A)}{(x_{O_2} - x_A)} \right] - \arccos \left[ \frac{(a^2 + l^2 - h^2)}{2al} \right],$$

где  $y_{O_2}, x_{O_2}$  — координаты оси  $O_2$ ;

$$x_A = r \sin \varphi_k, \quad y_A = r \cos \varphi_k \quad \text{— координаты шарнира A, } \varphi_k \text{ — угол поворота кривошипа.}$$

Длину стороны  $a = AO_2$  треугольника  $AO_1O_2$  находим по теореме косинусов:

$$a = \sqrt{r^2 + b^2 - 2rb \cos \varphi},$$

где  $b = \sqrt{c^2 + h^2}$  — длина стойки;

$$\varphi = \varphi_k - \varphi_0, \quad \varphi_0 = \arctg(c / h).$$

$$\text{Угол } \psi = \arctg \left[ \frac{(r \sin \varphi)}{(b - r \cos \varphi)} \right] + \arccos \left[ \frac{(a^2 + h^2 - l^2)}{2ah} \right] - \arctg(c / h).$$

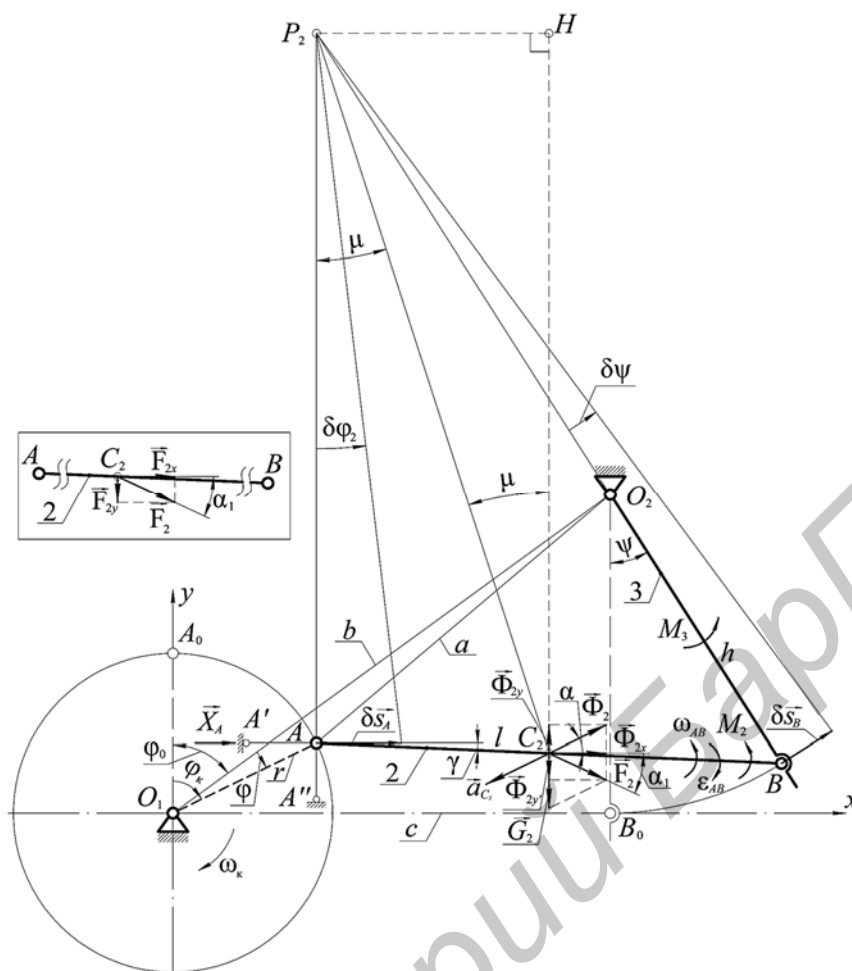


Рисунок 3. — Расчетная схема для определения составляющей  $X_A$  реакции  $F_A$

Подставляем в уравнение (1) возможные перемещения  $\delta\varphi_2$ ,  $\delta\psi$ , выносим за скобки  $\delta s_A$ . Учитывая, что  $\delta s_A \neq 0$ , получаем уравнение условного равновесия правой части механизма. Из него определяем горизонтальную составляющую силы взаимодействия (реакцию  $X_A$ ) шатуна с кривошипом:

$$X_A = c_3 \left[ M_{P_2} (\bar{F}_{2y}) - M_{P_2} (\bar{F}_{2x}) - M_2 \right] - c_4 M_3. \quad (2)$$

Силовое воздействие на шатун 2 приводится к силе  $F_2$ , приложенной к его центру тяжести  $C_2$  и моменту  $M_2$  (см. рисунок 3). При этом  $\vec{F}_2 = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2$ , где  $G_2$  — сила тяжести шатуна;  $\vec{\Phi}_2 = -m_2 \vec{a}_{C_2}$  — главный вектор сил инерции,  $m_2$  — масса шатуна,  $a_{C_2}$  — ускорение центра масс  $C_2$ .

Для нахождения силы  $F_2$  необходимо главный вектор сил инерции  $\vec{\Phi}_2$  спроецировать на оси  $O_1x$ ,  $O_1y$ :

$$\Phi_2^x = \Phi_2 \cos \alpha; \quad \Phi_2^y = \Phi_2 \sin \alpha,$$

где  $\alpha = \arctg(a_{C_2}^y / a_{C_2}^x)$  — угол наклона вектора ускорения  $\vec{a}_{C_2}$  к оси  $O_1x$ .

Сила тяжести  $G_2$  суммируется с составляющей  $\Phi_2^y$  главного вектора сил инерции  $\vec{\Phi}_2$ :  
 $\Phi_2^{y'} = G_2 + \Phi_2^y$ .

Окончательно получаем  $F_2 = \sqrt{(\Phi_2^x)^2 + (\Phi_2^{y'})^2}$ .

Для определения ускорения  $a_{C_2}$  центра масс  $C_2$  шатуна воспользуемся формулой

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{C_2A}^n + \vec{a}_{C_2A}^\tau. \quad (3)$$

Проецируем составляющие формулы (3) на взаимно ортогональные оси  $O_1x$ ,  $O_1y$ :

$$a_{C_2}^x = -a_A \sin \varphi_k - a_{C_2A}^n \cos \gamma - a_{C_2A}^\tau \sin \gamma; \quad a_{C_2}^y = -a_A \cos \varphi_k - a_{C_2A}^n \sin \gamma + a_{C_2A}^\tau \cos \gamma,$$

где  $a_A = r\omega_k^2$ ,  $\omega_k = \pi n_k / 30$

— угловая скорость кривошипа;

$$a_{C_2A}^n = \omega_{AB}^2 AC_2, \quad a_{C_2A}^\tau = \varepsilon_{AB} AC_2, \quad AC_2$$

— расстояние от кинематической пары  $A$  до центра масс  $C_2$  шатуна.

Получаем  $a_{C_2} = \sqrt{(a_{C_2}^x)^2 + (a_{C_2}^y)^2}$ .

Величины  $\omega_{AB}$ ,  $\varepsilon_{AB}$  определяются с помощью разработанной нами методики кинематического анализа приводного механизма цепного агрегата [4] или графическим методом [5].

Момент  $M_2$  направлен противоположно угловому ускорению шатуна  $\varepsilon_{AB}$  (см. рисунок 3), его величина определяется по формуле

$$M_2 = -J_{C_2} \varepsilon_{AB},$$

где  $J_{C_2}$  — момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр масс  $C_2$  и перпендикулярной к плоскости движения звена. Полагаем, что шатун представляет собой однородный стержень, тогда момент инерции  $J_{C_2} = 1 / 12 m_2 l^2$ .

В реальной конструкции приводного механизма момент инерции шатуна может быть определен теоретически, экспериментально или с помощью компьютерной программы, например КОМПАС-3D.

Найдем составляющие  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$ ,  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$  уравнения (1). Для этого силу  $F_2$  проецируем на оси  $O_1x$ ,  $O_1y$  (в рамке на рисунке 3), а затем определяем плечи  $C_2H$ ,  $P_2H$  сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  относительно подвижного центра поворота  $P_2$  (см. рисунок 3).

Проекция силы  $F_2$  на оси  $O_1x$  и  $O_1y$  следующие:

$$F_{2x} = F_2 \cos \alpha_1; \quad F_{2y} = F_2 \sin \alpha_1,$$

где  $\alpha_1 = \arctg(\Phi_2^{y'} / \Phi_2^x)$ .

Для нахождения неизвестной стороны  $C_2P_2$  треугольника  $AP_2C_2$  воспользуемся теоремой косинусов:  $C_2P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 + \gamma)}$ .

Согласно той же теореме,  $\mu = \arccos \left[ \frac{((P_2 C_2)^2 + (AP_2)^2 - (AC_2)^2)}{2(P_2 C_2)(AP_2)} \right]$ .

Теперь находим плечи сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$ :  $C_2 H = C_2 P_2 \cos \mu$ ;  $P_2 H = C_2 P_2 \sin \mu$ .

Окончательно получаем  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} C_2 H$ ;  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} P_2 H$ .

Пользуясь рисунком 4, записываем уравнение работ:

$$Y_A \delta s_A - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 - M_3 \delta \psi = 0, \quad (4)$$

где  $\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_5 \delta s_A$ ,  $c_5 = 1 / AP_2$ ;

$\delta \psi = \delta s_B / h = (BP_2 / h AP_2) \delta s_A = c_6 \delta s_A$ ,  $c_6 = BP_2 / h AP_2$ .

Для определения длин отрезков  $AP_2$ ,  $BP_2$  воспользуемся теоремой синусов. Рассмотрев треугольник  $AP_2 B$ , получаем  $AP_2 = [\sin(90 - \psi - \gamma) l] / \sin(90 - \psi)$ ;  $BP_2 = (l \sin \gamma) / \sin(90 + \psi)$ .

Применяя предыдущий алгоритм, из уравнения (4) находим

$$Y_A = c_5 [M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_2] + c_6 M_3. \quad (5)$$

Определим составляющие  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$ ,  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$  уравнения (4). Для этого силу  $F_2$  проецируем на оси  $O_1 x$ ,  $O_1 y$ , а затем находим плечи  $EP_2$ ,  $C_2 E$  сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  относительно подвижного центра поворота  $P_2$  (см. рисунок 4).

Для нахождения плеч  $EP_2$ ,  $C_2 E$  сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  на рисунке 4 отдельно изобразим треугольники  $AP_2 C_2$  и  $C_2 P_2 E$ .

Обратимся к треугольнику  $AP_2 C_2$ . По теоремам косинусов и синусов находим

$$C_2 P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2) \cos \gamma}; \quad \gamma_1 = \arcsin[(AC_2 \sin \gamma) / C_2 P_2].$$

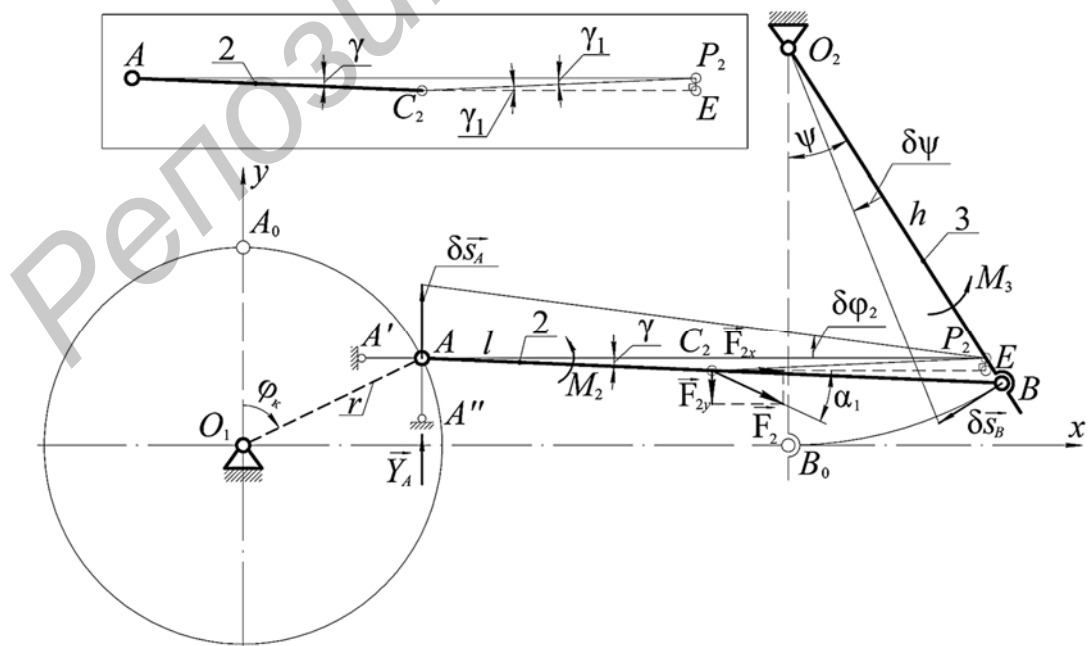


Рисунок 4. — Расчетная схема для определения составляющей  $Y_A$  реакции  $F_A$

Тогда  $EP_2 = C_2P_2 \sin \gamma_1$ ;  $C_2E = C_2P_2 \cos \gamma_1$ .

Окончательно  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x}EP_2$ ;  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y}C_2E$ .

По составляющим (2), (5) находим равнодействующую силу взаимодействия звеньев 1, 2 в кинематической паре А и её направление:  $F_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}$ ;  $\varphi_A = \arctg(Y_A/X_A)$ .

В рассмотренных случаях при определении составляющих реакции  $F_A$  в уравнениях (1), (4) неизвестным является многокомпонентный момент  $M_3$ . Схема для его определения представлена на рисунке 5.

$$M_3 = -M_{O_2}(\vec{G}_3) - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_к^\tau) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.с}^\tau),$$

где  $G_3, G_{ш.с}$  — силы тяжести коромысла и соединительной штанги;

$\Phi_k^\tau, \Phi_{ш.с}^\tau$  — равнодействующая распределенной по длине коромысла его тангенциальная сила инерции и тангенциальная сила инерции соединительной штанги.

Моменты сил тяжести коромысла  $G_3$  и соединительной штанги  $G_{ш.с}$  относительно оси  $O_2$  поворота коромысла

$$M_{O_2}(\vec{G}_3) = m_3gO_2C_3 \sin \psi; \quad M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) = m_{ш.с}gO_2Ш_с \sin \psi,$$

где  $m_3$  — масса коромысла;

$g$  — ускорение свободного падения;

$O_2C_3$  — расстояние от оси поворота коромысла  $O_2$  до его центра масс  $C_3$ ;

$\psi$  — угол поворота коромысла;

$m_{ш.с}$  — масса соединительной штанги;

$O_2Ш_с$  — расстояние от оси поворота коромысла  $O_2$  до центра масс соединительной штанги  $Ш_с$ .

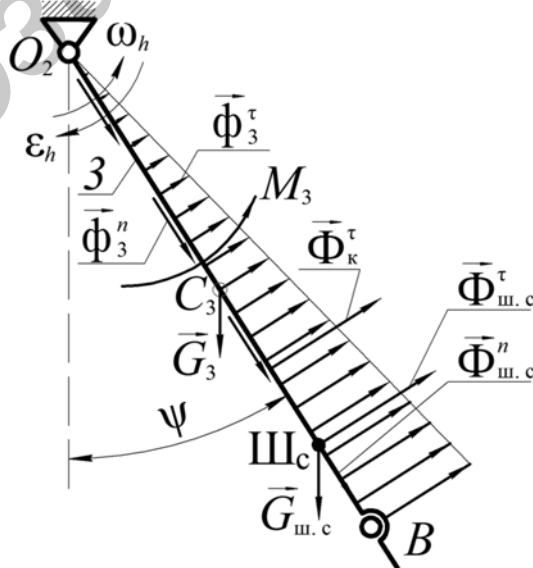


Рисунок 5. — Схема для определения момента  $M_3$

Момент равнодействующей тангенциальной силы инерции  $\Phi_k^\tau$  относительно оси поворота коромысла  $O_2$

$$M_{O_2}(\Phi_k^\tau) = -J_{O_2} \varepsilon_h,$$

где  $J_{O_2}$  — момент инерции коромысла (для однородного стержня  $J_{O_2} = 1/3 m_3 h^2$ );

$\varepsilon_h$  — угловое ускорение коромысла.

Момент тангенциальной силы инерции  $\Phi_{ш.с}^\tau$  относительно оси поворота коромысла  $O_2$

$$M_{O_2}(\Phi_{ш.с}^\tau) = -m_{ш.с} h_{ш.с}^2 \varepsilon_h,$$

где  $h_{ш.с} = O_2Ш_с$  — расстояние от оси поворота коромысла  $O_2$  до центра масс соединительной штанги  $Ш_с$ .

Переходим к определению реакции  $F_B$  в кинематической паре  $B$ .

Записываем уравнение работ сил, приложенных к части  $O_1AB$  механизма:

$$X_B \delta s_B - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 - M_y \delta \varphi_1 = 0. \quad (6)$$

Выражаем  $\delta \varphi_1$ ,  $\delta \varphi_2$  через  $\delta s_B$ :  $\delta \varphi_1 = \delta s_A / r = (AP_2 / rBP_2) \delta s_B = c_7 \delta s_B$ ,  $c_7 = AP_2 / (rBP_2)$ ;  
 $\delta \varphi_2 = \delta s_B / BP_2 = c_8 \delta s_B$ ,  $c_8 = 1 / BP_2$ .

Согласно теореме синусов, в треугольнике  $AP_2B$  (рисунок 6) стороны  $AP_2$  и  $BP_2$  равны:

$$AP_2 = [\sin(90 - \gamma)l] / \sin \varphi_k; \quad BP_2 = [\sin(90 - \varphi_k + \gamma)l] / \sin \varphi_k.$$

Из уравнения работ (6) получаем условие равновесия, из которого находим составляющую  $X_B$  реакции  $F_B$ :

$$X_B = c_8 [M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_2] + c_7 M_y. \quad (7)$$

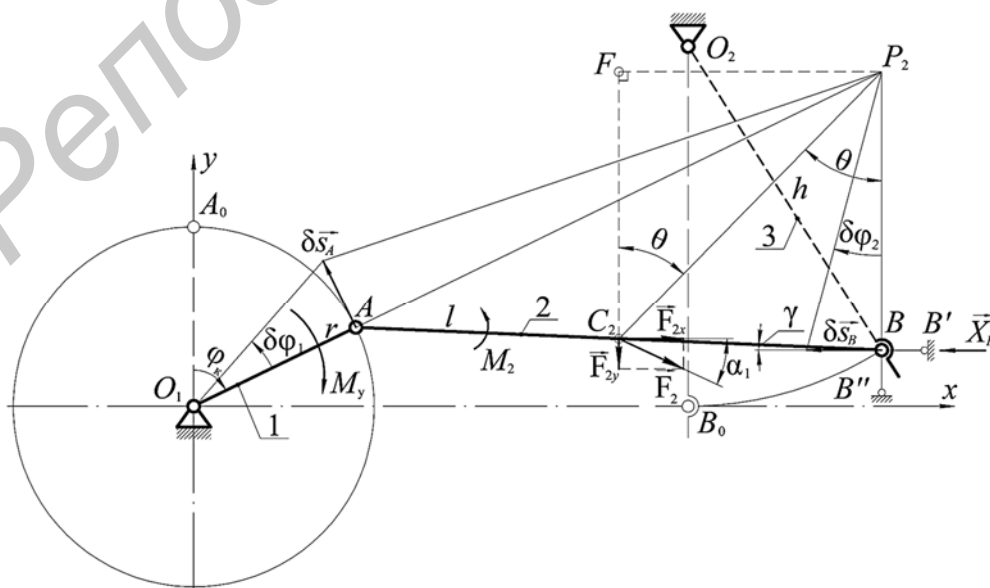


Рисунок 6. — Расчетная схема для определения составляющей  $X_B$  реакции  $F_B$

Определим слагаемые  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$ ,  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$  формулы (7). Для этого силу  $F_2$  спроецируем на оси  $O_1x$ ,  $O_1y$ , а затем найдем плечи  $C_2F$ ,  $FP_2$  сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  относительно подвижного центра поворота  $P_2$  (см. рисунок 6). Для нахождения неизвестной стороны  $C_2P_2$  треугольника  $AP_2C_2$  воспользуемся теоремой косинусов:

$$C_2P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 - \varphi_k + \gamma)}.$$

Рассмотрим треугольник  $C_2P_2B$ , найдем необходимый угол  $\theta = \arccos\left[\frac{((BP_2)^2 + (C_2P_2)^2 - (BC_2)^2)}{2(C_2P_2)(BP_2)}\right]$  и далее последовательно вычисляем:

$$BC_2 = l - AC_2; \quad C_2F = C_2P_2 \cos \theta; \quad FP_2 = C_2P_2 \sin \theta; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x}C_2F; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y}FP_2.$$

Используя рисунок 7, составляем уравнение работ для определения  $Y_B$ :

$$Y_B \delta s_B - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 - M_y \delta \varphi_1 = 0, \tag{8}$$

где  $\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_{10} \delta s_B$ ,  $c_{10} = 1 / BP_2$ ;

$$\delta \varphi_1 = \delta s_A / r = c_9 \delta s_B, \quad c_9 = AP_2 / (rBP_2).$$

Воспользовавшись теоремой синусов, найдем стороны треугольника  $P_2AB$ :

$$AP_2 = (l \sin \gamma) / \sin(90 - \varphi_k); \quad BP_2 = [\sin(90 + \varphi_k - \gamma) l] / \sin(90 - \varphi_k).$$

Из уравнения работ (8) получаем условие равновесия рассматриваемой части механизма:

$$Y_B = c_{10} [M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) - M_2] + c_9 M_y. \tag{9}$$

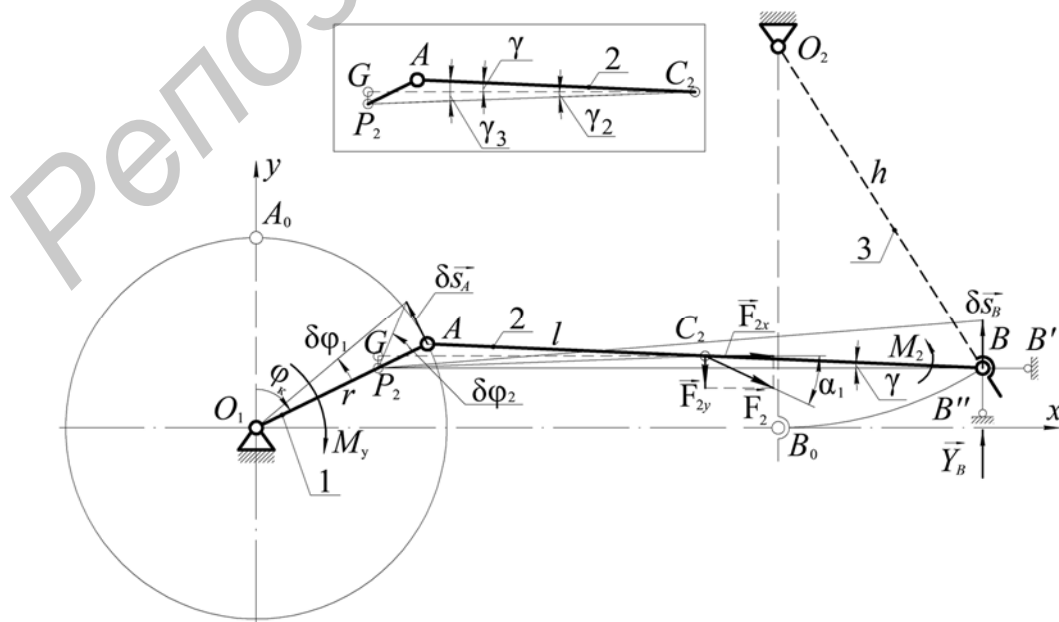


Рисунок 7. — Расчетная схема для определения составляющей  $Y_B$  реакции  $F_B$

Как и ранее, для определения слагаемых  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$ ,  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$  уравнения (8) и силы  $F_B$ , пользуясь рисунком 7, получаем

$$C_2 P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 + \varphi_k - \gamma)}; \quad \gamma_2 = \gamma_3 - \gamma;$$

$$\gamma_3 = \arcsin\left[\frac{(AP_2 \sin(90 + \varphi_k - \gamma))}{C_2 P_2}\right]; \quad GP_2 = C_2 P_2 \sin \gamma_2; \quad C_2 G = C_2 P_2 \cos \gamma_2;$$

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} GP_2; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} C_2 G.$$

По составляющим (7), (9) находим равнодействующую силу  $F_B$  взаимодействия звеньев 2, 3 и её направление:  $F_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}$ ;  $\varphi_B = \arctg(Y_B/X_B)$ .

*Определение уравновешивающего момента на кривошине.* Переходим к определению пока не известного в формулах (7), (9) уравновешивающего момента  $M_y$ .

Запишем уравнение работ для всего механизма (рисунок 8):

$$M_y \delta\varphi_k + M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 + M_2 \delta\varphi_2 + M_3 \delta\psi = 0, \quad (10)$$

где  $\delta\varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = r \delta\varphi_k / r_1 = c_1 \delta\varphi_k$ ,  $c_1 = r / r_1$ ;

$\delta\psi = \delta s_B / h = \delta\varphi_2 h_1 / h = h_1 r \delta\varphi_k / r_1 h = c_2 \delta\varphi_k$ ,  $c_2 = r h_1 / r_1 h$ .

Используя тот же алгоритм принципа Даламбера—Лагранжа, из уравнения (10) находим

$$M_y = -c_1 M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) - c_1 M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) - c_1 M_2 - c_2 M_3. \quad (11)$$

Определяем неизвестные слагаемые формулы (11). Рассматривая треугольники  $AP_2B$ ,  $AP_2C_2$  (см. рисунок 8), получаем

$$r_1 = AP_2 = [\sin(90^\circ - \psi - \gamma)l] / \sin(\varphi_k + \psi); \quad h_1 = BP_2 = [\sin(90^\circ - \varphi_k + \gamma)l] / \sin(\varphi_k + \psi);$$

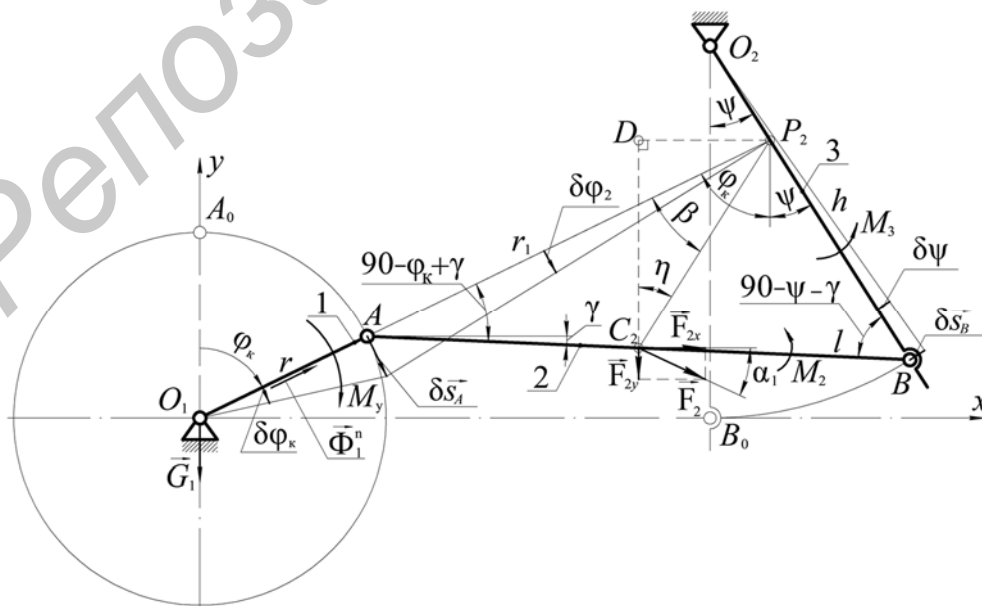


Рисунок 8. — Расчетная схема для определения величины уравновешивающего момента  $M_y$

$$P_2 C_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90^\circ - \varphi_k + \gamma)};$$

$$\eta = \varphi_k - \beta; \quad \beta = \arccos\left[\frac{(P_2 C_2)^2 + (AP_2)^2 - (AC_2)^2}{2(P_2 C_2)(AP_2)}\right];$$

$$C_2 D = P_2 C_2 \cos \eta; \quad DP_2 = P_2 C_2 \sin \eta; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} C_2 D; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} DP_2.$$

*Реакции внешних связей.* Переходим к определению реакций во внешних кинематических парах  $O_1, O_2$ . Воспользуемся методом кинетостатики. Расчетная схема представлена на рисунке 9.

Рассматриваем отдельно условное равновесие кривошипа и коромысла, при этом к действующим внешним силам добавляем реактивные силы  $X'_A = -X_A, Y'_A = -Y_A, X'_B = -X_B, Y'_B = -Y_B$ , приложенные в кинематических парах  $A, B$ .

На рисунке 9 приняты следующие обозначения:

$$\vec{\Phi}_3^n = \vec{\Phi}_k^n + \vec{\Phi}_{ш.с}^n; \quad \vec{\Phi}_3^\tau = \vec{\Phi}_k^\tau + \vec{\Phi}_{ш.с}^\tau,$$

где  $\Phi_k^n = m_3 O_2 C_3 \omega_h^2, \Phi_{ш.с}^n = m_{ш.с} h_{ш.с} \omega_h^2$  — центробежные силы коромысла и соединительной штанги;

$\Phi_k^\tau = m_3 O_2 C_3 \varepsilon_h, \Phi_{ш.с}^\tau = m_{ш.с} h_{ш.с} \varepsilon_h$  — их тангенциальные силы инерции.

Используя рисунки 5 и 9, записываем условия равновесия кривошипа и коромысла:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = X_{O_1} - X'_A = 0; \\ \sum Y_i = Y_{O_1} - G_1 - Y'_A = 0, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где  $G_1 = m_1 g$  — сила тяжести кривошипа,  $m_1$  — масса кривошипа.

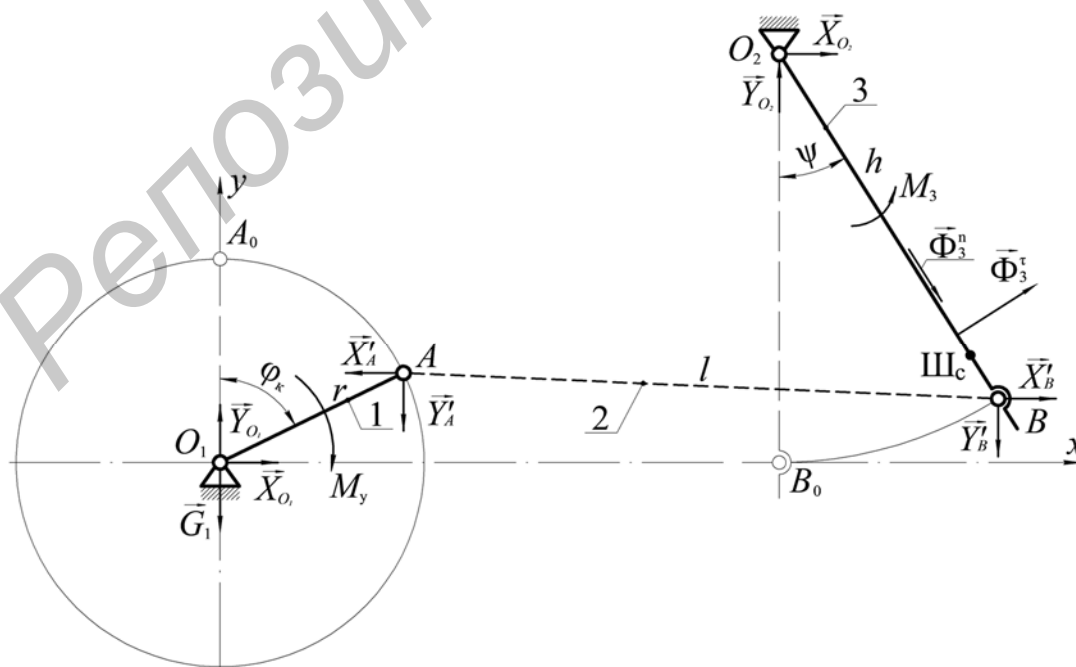


Рисунок 9. — Расчетная схема для определения реакций во внешних кинематических парах  $O_1, O_2$

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_{O_2} + X'_B + \Phi_3^n \sin \psi + \Phi_3^t \cos \psi = 0; \\ \sum Y_i &= Y_{O_2} - Y'_B - G_3 - G_{ш.с} - \Phi_3^n \cos \psi + \Phi_3^t \sin \psi = 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Из уравнений (12), (13) определяем составляющие реакций:  $X_{O_1} = X'_A$ ;  $Y_{O_1} = Y'_A + G_1$ ;  
 $X_{O_2} = -X'_B - \Phi_3^n \sin \psi - \Phi_3^t \cos \psi$ ;  $Y_{O_2} = Y'_B + G_3 + G_{ш.с} + \Phi_3^n \cos \psi - \Phi_3^t \sin \psi$ .

Отсюда получаем силы взаимодействия во внешних кинематических парах  $O_1$ ,  $O_2$  и их направления:

$$F_{O_1} = \sqrt{X_{O_1}^2 + Y_{O_1}^2}; \quad \varphi_{O_1} = \arctg(Y_{O_1}/X_{O_1}); \quad F_{O_2} = \sqrt{X_{O_2}^2 + Y_{O_2}^2}; \quad \varphi_{O_2} = \arctg(Y_{O_2}/X_{O_2}).$$

*Учет дисбаланса.* Рассмотрим случай, когда в кинематической паре  $A$  находится конструктивный элемент (палец), обладающий значительной массой  $m_A$ . Тогда кривошип следует рассматривать как неуровновешенный. Его центр масс сместится из положения  $O_1$  в  $C_1$  (рисунок 10).

Новая сила тяжести  $G'_1 = G_1 + G_A$ , а смещение  $O_1C_1 = m_A r / (m_1 + m_A)$ .

Запишем уравнение работ с учетом момента силы тяжести  $G'_1$ :

$$M_y \delta\varphi_k + M_{O_1}(\vec{G}'_1) \delta\varphi_k + M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 + M_2 \delta\varphi_2 + M_3 \delta\psi = 0.$$

После выполнения типовых преобразований получаем

$$M_y = -M_{O_1}(\vec{G}'_1) - c_1 M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) - c_1 M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) - c_1 M_2 - c_2 M_3.$$

Плечо  $O_1K$  силы  $G'_1$  находим из треугольника  $O_1C_1K$ :  $O_1K = O_1C_1 \sin \varphi_k$ .

Следовательно,  $M_{O_1}(\vec{G}'_1) = G'_1 O_1K$ .

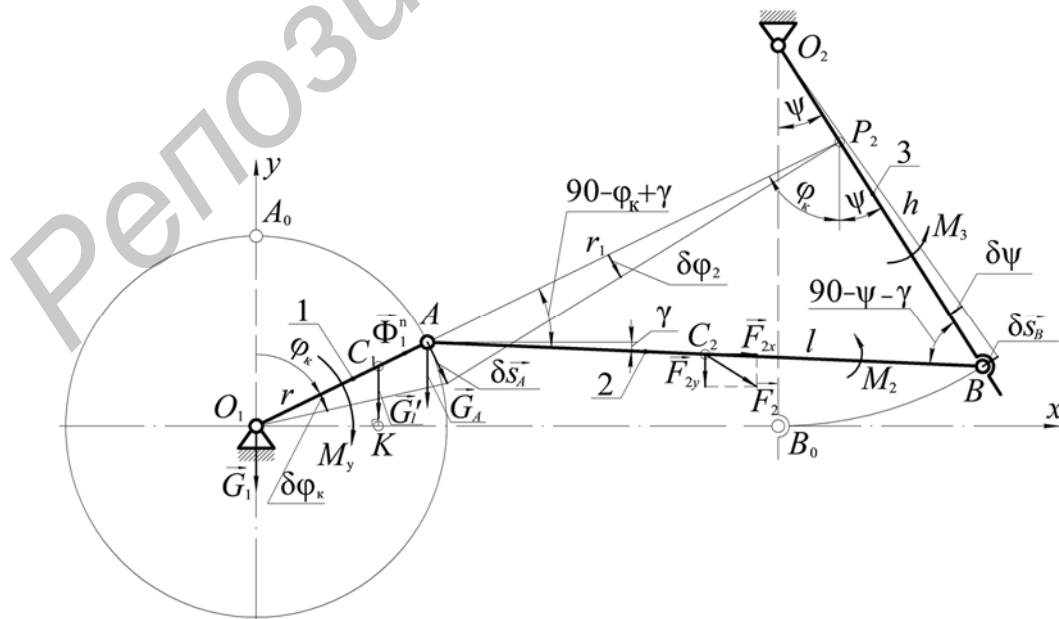


Рисунок 10. — Расчетная схема для определения величины момента  $M_y$  при неуровновешенном кривошипе

Внесем изменения в уравнения (12) для механизма с неуравновешенным кривошипом:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_{O_1} - X'_A + \Phi_1^n \sin \varphi_k = 0; \\ \sum Y_i &= Y_{O_1} - G'_1 - Y'_A + \Phi_1^n \cos \varphi_k = 0, \end{aligned} \right\}$$

где  $\Phi_1^n = (m_1 + m_A) O_1 C_1 \omega_k^2$  — центробежная сила инерции неуравновешенного кривошипа.

Остальные уравнения и зависимости остаются без изменений.

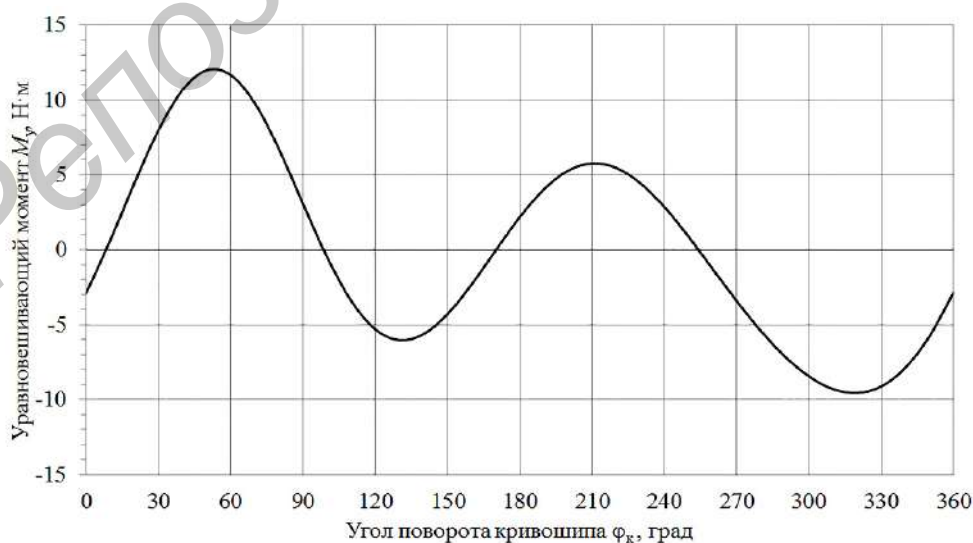
**Результаты исследования и их обсуждение.** Воспользовавшись описанной выше методикой силового анализа для случая неуравновешенного кривошипа, определим значения реакций во внутренних и внешних кинематических парах и величину уравновешивающего момента для приводного механизма.

В экспериментальном образце длина кривошипа  $r$  изменяется в пределах 50...110 мм (с шагом 15 мм), остальные геометрические параметры постоянные:  $h = 585$  мм;  $b = 796,1$  мм;  $c = 540$  мм. Частота вращения кривошипа  $n_k$  принимает значения в пределах от 0 до 487 об / мин.

В приведенном ниже примере  $n_k = 120$  об / мин,  $r = 80$  мм,  $l = \sqrt{r^2 + c^2} \approx 545,9$  мм. С помощью компьютерного моделирования в программе КОМПАС-3D уточняем массы, расположение их центров и моменты инерции звеньев. Получаем массы кривошипа (с пальцем), шатуна, коромысла, соединительной штанги соответственно:  $m_1 + m_A = 3,864$  кг;  $m_2 = 7,791$  кг;  $m_3 = 4,696$  кг;  $m_{ш.с} = 12,749$  кг. Положения центров масс звеньев определяются отрезками:  $O_1 C_1 = 4,762$  мм;  $A C_2 = 256,6$  мм;  $O_2 C_3 = 330,5$  мм;  $O_2 Ш_с = 546,4$  мм. Расстояние  $O_2 Ш_с$  вычислено с учетом масс подшипников, их корпусов и укрепляющих пластин (на рисунке 5 не показано). Моменты инерции: шатуна —  $J_{C_2} = 0,299$  кг · м<sup>2</sup>, сдвоенного коромысла —  $J_{O_2} = 0,736$  кг · м<sup>2</sup>.

Результаты вычислений представлены в виде графических зависимостей  $M_y = f(\varphi_k)$ ,  $F_{O_1} = f(\varphi_k)$ ,  $F_A = f(\varphi_k)$ ,  $F_B = f(\varphi_k)$ ,  $F_{O_2} = f(\varphi_k)$  на рисунках 11, 12.

Для наглядного представления о величинах и направлениях сил взаимодействия в кинематических парах построены их годографы (рисунки 13, 14).



**Рисунок 11.** — График изменения уравновешивающего момента  $M_y$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_k$

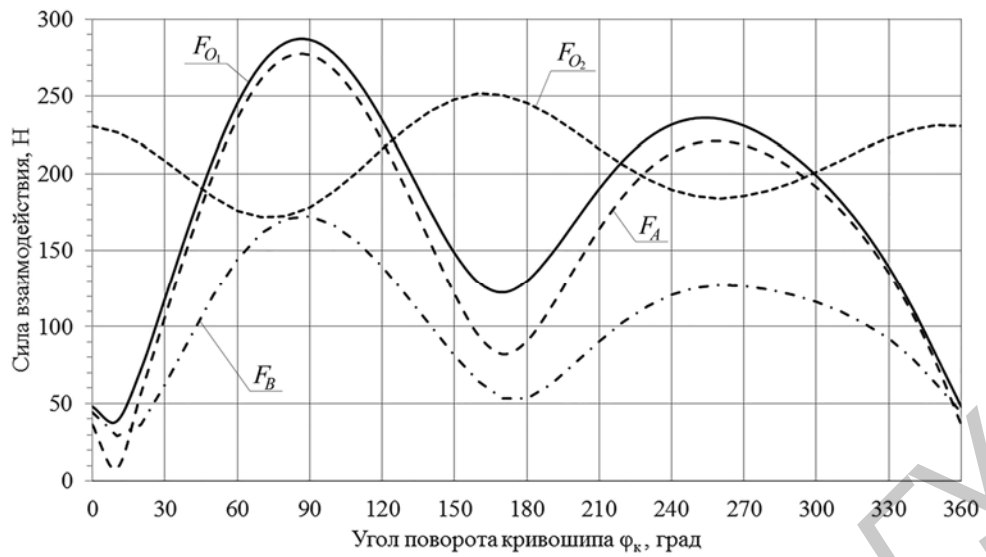


Рисунок 12. — График изменения равнодействующих реакций  $F_{O_1}, F_A, F_B, F_{O_2}$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_K$

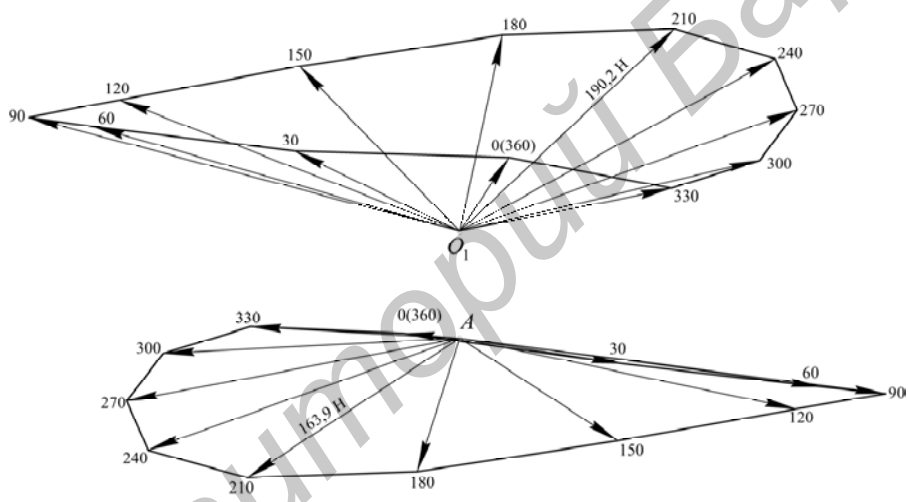


Рисунок 13. — Годографы реакций  $F_{O_1}$  и  $F_A$

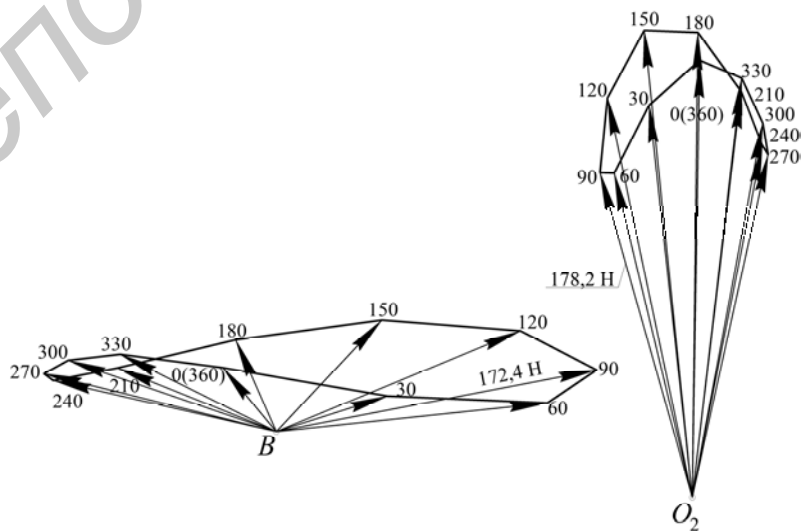


Рисунок 14. — Годографы реакций  $F_B$  и  $F_{O_2}$

Так, из рисунков 13, 14 видно, что самой нагруженной кинематической парой является  $O_1$  — опора кривошипа. При этом давление на опору изменяется весьма в широких пределах — от 38,4 до 286,9 Н. Наибольших значений они достигают при  $\varphi_k \approx 90^\circ$ . Незначительно отличаются и силы взаимодействия во внутренней кинематической паре А. Поскольку здесь они вызывают сжатие шатуна, то для него является актуальным исследование на устойчивость.

Полученная зависимость изменения уравнивающего момента  $M_y$  на кривошипе (см. рисунок 11) и значений реакций в кинематических парах (см. рисунок 12) совместно с годографами (см. рисунки 13, 14) позволяет проводить анализ влияния геометрических параметров, кинематических характеристик, масс звеньев и их соотношений, а также расположение центров масс на определяемые величины. Следовательно, облегчает поиски способов оптимизации конструкции приводного механизма, снижения мощности на привод рабочей камеры и уменьшения износа кинематических пар.

**Заключение.** В исследовании применен принцип Даламбера—Лагранжа. Получены формулы для определения сил взаимодействия во внутренних кинематических парах приводного механизма. Этот же принцип использован для вычисления уравнивающего момента на его кривошипе. Методом кинестатики определены реакции во внешних кинематических парах. Рассмотрен случай неуравновешенного кривошипа. На конкретном примере приводного механизма экспериментального образца цепного агрегата показана эффективность алгоритма определения величин уравнивающего момента на кривошипе и реакции в кинематических парах. Построены соответствующие графики и годографы.

#### Список цитируемых источников

1. Патент ЕАПО № 038851 : В02С19/16. Агрегат для переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов : № 202090391 : заявлено 26.02.2020 : опубл. 28.10.2021 / Сиваченко Л. А., Потапов В. А., Сиваченко Т. Л.
2. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : коллектив. моногр. / Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник, Т. Л. Сиваченко [и др.] : под науч. ред. Л. А. Сиваченко ; М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. — Барановичи : БарГУ, 2020. — 359 с.
3. Патапаў, У. А. Камбінаваны метады сілавага аналізу прываднага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник БарГУ. Серия «Технические науки». — 2022. — № 2. — С. 36—46.
4. Патапаў, У. А. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка, С. У. Болатая // Вестник Брестского государственного технического университета. — 2022. — № 2. — С. 105—112.
5. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. — 4-е изд. — М. : Наука, 1988. — 640 с.

Поступила в редакцию 19.09.2024.

УДК 531.312+531.213+531.789.1:621.926.9+621.928.2

**В. А. Потапов<sup>1</sup>, С. И. Русан<sup>2</sup>**, кандидат технических наук, доцент,  
**Л. А. Сиваченко<sup>3</sup>**, доктор технических наук, профессор,  
**А. К. Головнич<sup>4</sup>**, доктор технических наук, доцент,  
**В. В. Комиссаров<sup>5</sup>**, кандидат технических наук, доцент,  
**И. В. Приходько<sup>6</sup>**, кандидат технических наук, доцент

<sup>1,2</sup>Учреждение образования «Барановичский государственный университет», ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (29) 225 76 26, <sup>1</sup>vladimir-potapov-1990@mail.ru, +375 (44) 466 75 46, <sup>2</sup>rusan33@mail.ru

<sup>3</sup>Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», пр-т Мира, 43, 212000 Могилев, Республика Беларусь, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

<sup>4,5,6</sup>Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта», ул. Кирова, 34, 246653 Гомель, Республика Беларусь

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА

Объектом исследования в статье является приводной механизм цепного агрегата. Разработана методика его силового анализа, основанная на принципе Даламбера—Лагранжа, рассмотрены варианты с уравновешенным и неуравновешенным кривошипом. Приведены результаты экспериментальных исследований механических характеристик приводного механизма и их сравнения с теоретическими. Получены уравнения регрессии второго порядка, позволяющие одновременно оценивать изменения геометрических и кинематических параметров приводного механизма на величину момента  $M_y$  и механической мощности  $N$ . Введены коэффициенты влияния, позволяющие использовать методику силового анализа приводного механизма без учета сил трения. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании приводного механизма в целях уменьшения механической мощности, затрачиваемой на привод рабочей камеры цепного агрегата. Разработанный метод силового анализа может быть включен в соответствующий раздел дисциплины «Теория механизмов и машин».

**Ключевые слова:** приводной механизм; цепной агрегат; силовой анализ; принцип Даламбера—Лагранжа; уравновешивающий момент; механические характеристики; теоретическое исследование; экспериментальное исследование.

Рис. 12. Табл. 4. Библиогр.: 12 назв.

**V. A. Potapov<sup>1</sup>, S. I. Rusan<sup>2</sup>**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,  
**L. A. Sivachenko<sup>3</sup>**, DSc in Technical Sciences, Professor,  
**A. K. Holovnich<sup>4</sup>**, DSc in Technical Sciences, Associate Professor,  
**V. V. Komissarov<sup>5</sup>**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,  
**I. V. Prihodko<sup>6</sup>**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor

<sup>1,2</sup>Institution of Education “Baranavichy State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranavichy, the Republic of Belarus, +375 (29) 225 76 26, <sup>1</sup>vladimir-potapov-1990@mail.ru, +375 (44) 466 75 46, <sup>2</sup>rusan33@mail.ru

<sup>3</sup>Inter-State Educational Institution of Higher Education “Belarusian-Russian University”, 43 Mira Ave., 212000 Mogilev, Republic of Belarus, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

<sup>4,5,6</sup>Institution of Education “Belarusian State University of Transport”, 34 Kirova Str., 246653 Gomel, the Republic of Belarus

## THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE CHAIN UNIT DRIVE MECHANISM

The object of the study in the article is the drive mechanism of the chain unit. The technique of its force analysis based on the d’Alembert—Lagrange principle has been developed and variants with a balanced and unbalanced crank have been considered. The experimental studies results of the drive mechanism mechanical characteristics and their comparison with theoretical ones are presented. The second-order regression equations, allowing simultaneous assessment of changes in the geometric and kinematic parameters of the drive mechanism by the magnitude of the torque  $M_y$  and mechanical power  $N$  have been obtained. The influence coefficients, allowing the use of the technique of the drive mechanism force analysis without taking into account friction forces have been introduced. The research

results can be used in designing the drive mechanism in order to reduce the mechanical power expended on the working chamber drive of the chain unit. The developed method of force analysis can be included in the corresponding section of the discipline “Theory of Mechanisms and Machines”.

**Key words:** drive mechanism; chain unit; force analysis; d’Alembert—Lagrange principle; balancing moment; mechanical characteristics; theoretical research; experimental study.

Fig. 12. Table 4. Ref.: 12 titles.

**Введение.** Цепные агрегаты — новое поколение машин, позволяющих совершенствовать технологические процессы дезинтеграции и грохочения дискретных материалов [1]. В частности, они могут быть применены на первичных стадиях измельчения мела, мергеля, трепела и других материалов, а также для разделения по крупности сыпучих материалов. Потенциал цепных агрегатов подтвержден практическими исследованиями [2; 3].

Экспериментальный образец цепного агрегата представлен на рисунке 1.

В состав цепного агрегата входит приводной механизм 1, рабочая камера 2 и электродвигатель 3, смонтированные на раме 4.

Объектом исследования является приводной механизм цепного агрегата, состоящий из кривошипа, шатуна и коромысла (рисунок 2).

Кривошип 1 является входным звеном и представляет собой диск с отверстиями, которые расположены на определенных расстояниях от оси вращения. Шатун 2 состоит из двух частей, соединение которых обеспечивает возможность изменения его длины. Выходным звеном является сдвоенное коромысло 3, части которого жестко соединены соединительной штангой 4. Описанная конструкция в теории механизмов и машин называется кривошипно-коромысловым механизмом.

Ниже приведены теоретические и экспериментальные исследования механических характеристик приводного механизма цепного агрегата, целью которых является изучение и установление закономерностей их влияния на значения уравнивающего момента  $M_y$  и механической мощности  $N$ . Показано, что при заданных геометрических и массовых параметрах звеньев, а также типов кинематических пар приводного механизма возможно дальнейшее совершенствование конструкции приводного механизма в целях уменьшения механической мощности, затрачиваемой на привод рабочей камеры. Это достигается уменьшением веса звеньев,

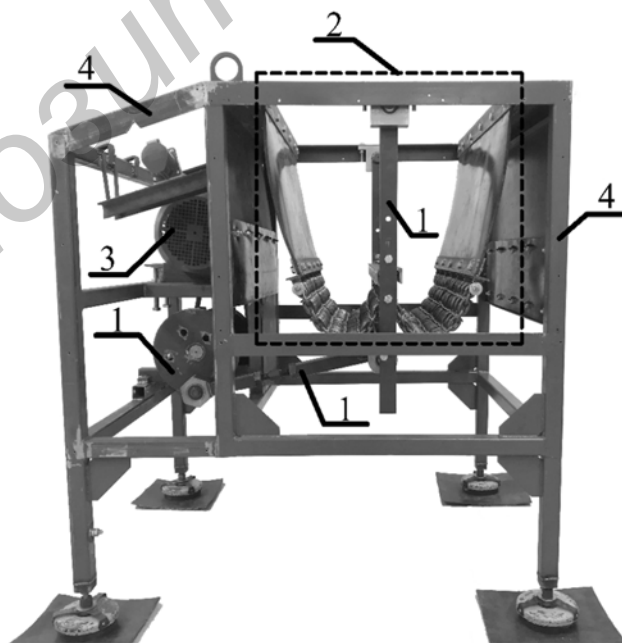


Рисунок 1. — Экспериментальный образец цепного агрегата

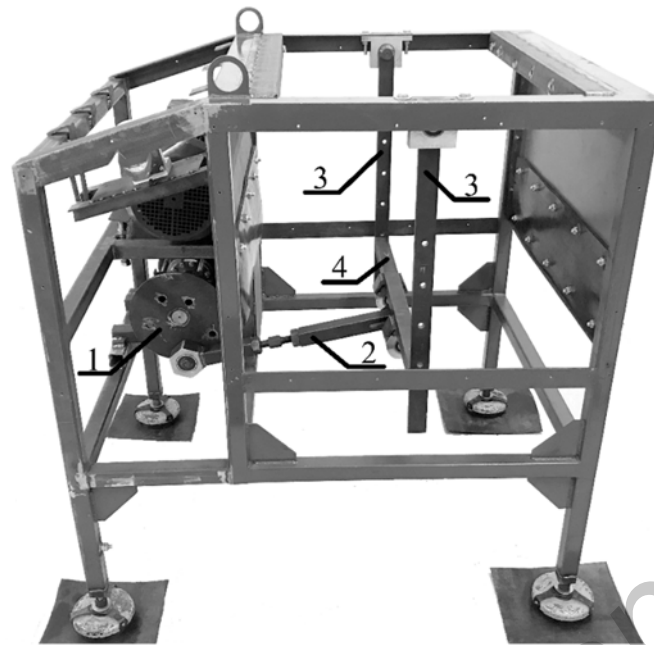
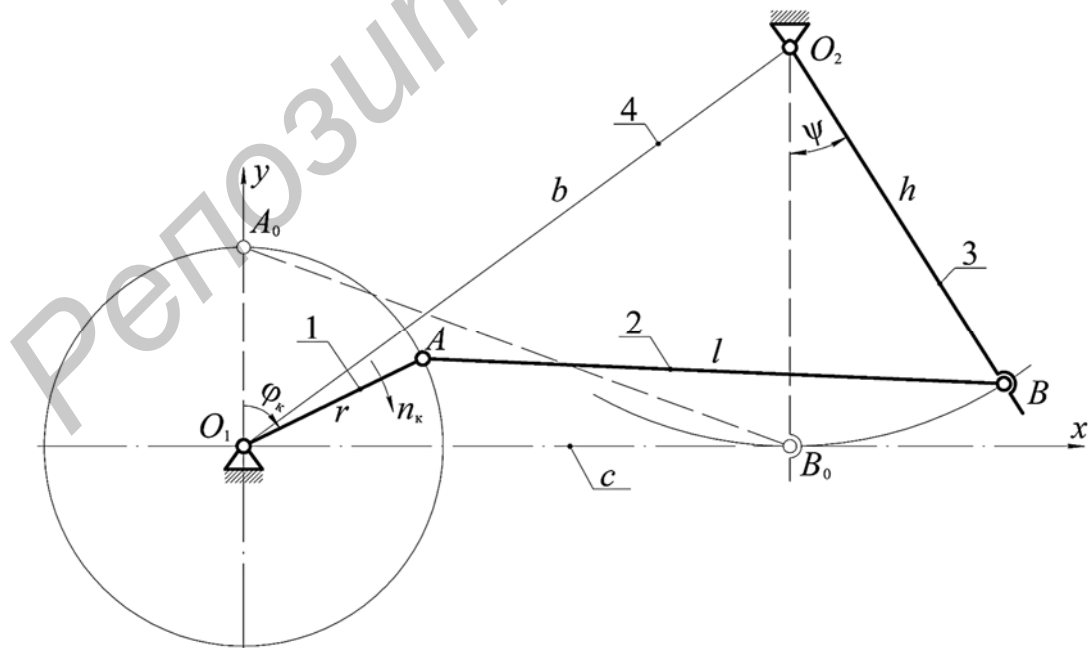


Рисунок 2. — Цепной агрегат без рабочей камеры

подбором кинематических пар и расположением центра масс движущихся частей. Такое варьирование параметрами механизма повышает трудозатраты на исследования. Поэтому целесообразно сравнить результаты экспериментальных исследований с теоретическими, полученными на основании разработанной нами методики силового анализа приводного механизма [4].

*Теоретические исследования механических характеристик приводного механизма.* Кинематическая схема описанной конструкции приводного механизма представлена на рисунке 3.

Введем обозначения:  $O_1A$  — кривошип;  $AB$  — шатун;  $BO_2$  — коромысло;  $O_1O_2$  — стойка. Длины звеньев обозначим буквами: кривошип —  $r$ ; шатун —  $l$ ; коромысло —  $h$ ; стойка —  $b$ . Проекцию отрезка  $b$  на ось абсцисс обозначим  $c = O_1B_0$ .



1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — коромысло; 4 — стойка

Рисунок 3. — Кинематическая схема приводного механизма

В рассматриваемой схеме начало осей координат совмещено с осью вращения кривошипа  $O_1$ . Ось  $O_1x$  направлена по касательной к траектории, описываемой центром кинематической пары  $B$ . Движение механизма начинается из положения  $\varphi_k = 0^\circ, \psi = 0^\circ$  (см. рисунок 3). Звенья механизма в начальном положении показаны штриховой линией  $O_1A_0B_0O_2$ .

В качестве варьируемого геометрического параметра в приводном механизме принята длина кривошипа  $r$ . При её изменении необходимо соблюдение условия начального положения механизма ( $\varphi_k = 0^\circ, \psi = 0^\circ$ ). Это может быть достигнуто путем изменения длины шатуна  $l$ , которую можно вычислить по формуле  $l = \sqrt{r^2 + c^2}$ . Вторым варьируемым кинематическим параметром является частота вращения кривошипа  $n_k$ .

**Методология и методы исследования.** На первом этапе проведем исследование без учета сил трения. Для этого воспользуемся разработанной нами методикой силового анализа приводного механизма [4], уточним её и найдем величину уравновешивающего момента  $M_y$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_k$ .

На рисунке 4 представлена расчетная схема для определения величины уравновешивающего момента  $M_y$  приводного механизма.

В основу методики определения уравновешивающего момента  $M_y$  положен принцип Даламбера—Лагранжа [4]. Записываем общее уравнение динамики в сокращенном виде:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = 0, \tag{1}$$

где  $n$  — количество сил, что действуют на звенья механизма или рассматриваемой его части;

$\delta A_i$  — возможная элементарная работа силы  $F_i$  (или момента  $M_i$ ), приложенной к звену.

Чтобы составить уравнение (1), применяем методику принципа возможных перемещений [5; 6]. Далее везде учитываем, что звенья 1, 3 совершают вращательное движение, звено 2 — плоскопараллельное. Движение звена 2 можно рассматривать и как вращательное движение вокруг подвижного центра поворота  $P_2$  (см. рисунок 4).

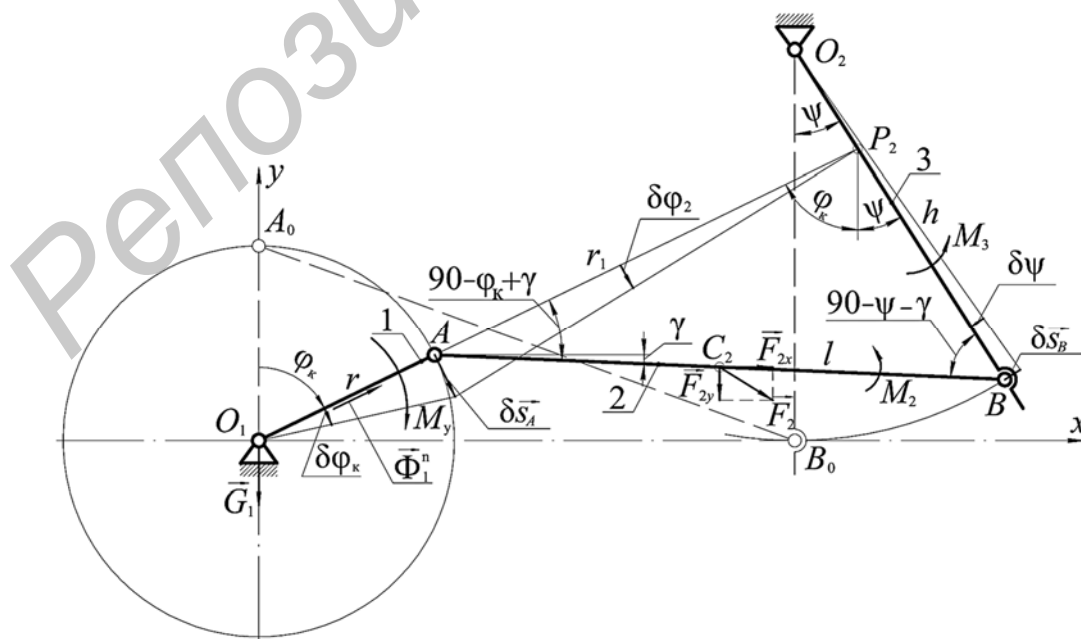


Рисунок 4. — Расчетная схема для определения величины уравновешивающего момента  $M_y$

Для определения момента  $M_y$  в качестве независимого возможного перемещения примем угловое перемещение  $\delta\varphi_k$  кривошипа. Возможные перемещения других звеньев и кинематических пар обозначим  $\delta\varphi_2, \delta\psi, \delta s_A, \delta s_B$ . Перепишем уравнение (1) в развернутом виде:

$$M_y \delta\varphi_k + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 + M_2 \delta\varphi_2 + M_3 \delta\psi = 0. \quad (2)$$

Используя рисунок 4, выражаем возможные перемещения  $\delta\varphi_2, \delta\psi$  через независимое  $\delta\varphi_k$ :

$$\delta\varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = r \delta\varphi_k / r_1 = c_1 \delta\varphi_k; \quad \delta\psi = \delta s_B / h = \delta\varphi_2 h_1 / h = h_1 r \delta\varphi_k / r_1 h = c_2 \delta\varphi_k,$$

где  $r_1 = AP_2 = \sin(90^\circ - \psi - \gamma)l / \sin(\varphi_k + \psi)$ ;  $c_1 = r / r_1$ ;  $h_1 = BP_2 = \sin(90^\circ - \varphi_k + \gamma)l / \sin(\varphi_k + \psi)$ ;  $c_2 = r h_1 / r_1 h$ . Углы  $\psi$  и  $\gamma$  заимствуем из разработанного нами кинематического анализа механизма [7].

Подставляем полученные  $\delta\varphi_2, \delta\psi$  в уравнение (2) и выносим за скобки  $\delta\varphi_k$ :

$$\left\{ M_y + c_1 \left[ M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + M_2 \right] + c_2 M_3 \right\} \delta\varphi_k = 0. \quad (3)$$

Поскольку в равенстве (3)  $\delta\varphi_k \neq 0$ , то  $M_y + c_1 \left[ M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + M_2 \right] + c_2 M_3 = 0$ , откуда  $M_y = -c_1 \left[ M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + M_2 \right] - c_2 M_3$ .

Для определения силового воздействия на шатун 2 и коромысло 3 необходимо определить кинематические характеристики приводного механизма. Для этого воспользуемся упомянутой методикой кинематического анализа [7]. Покажем направления угловых скоростей и ускорений звеньев, а также ускорение центра масс шатуна  $C_2$  (рисунок 5).

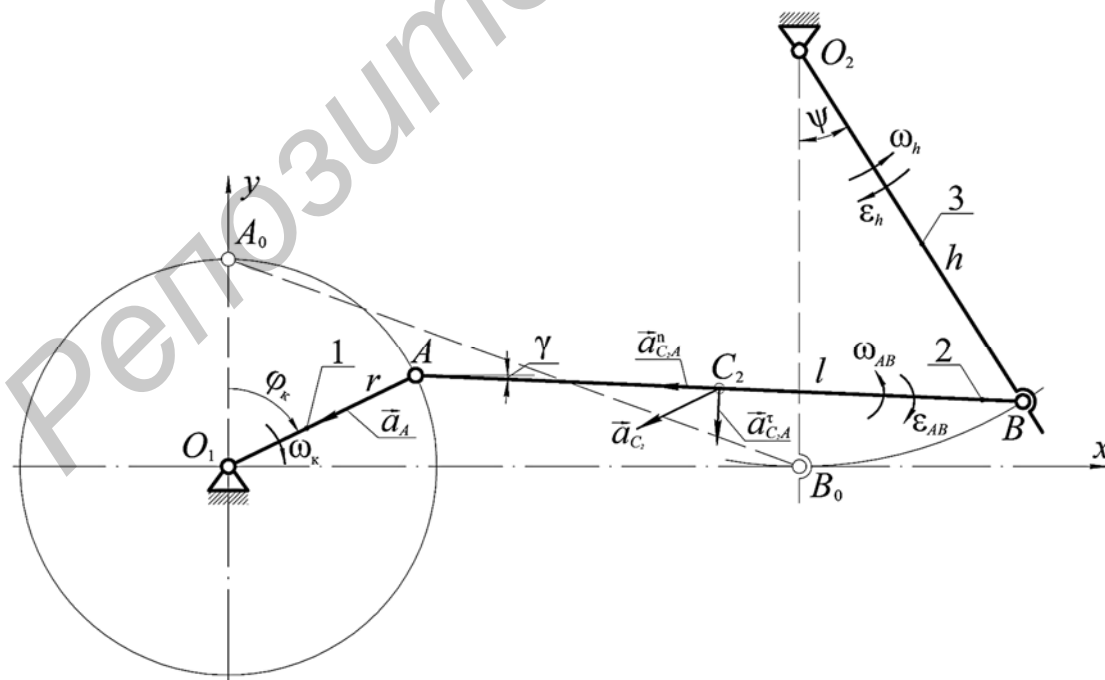


Рисунок 5. — Кинематические характеристики звеньев приводного механизма:  $\omega_k, \omega_{AB}, \omega_h$  — угловые скорости кривошипа, шатуна и коромысла;  $\epsilon_{AB}, \epsilon_h$  — их угловые ускорения;  $a_{C_2}$  — ускорение центра масс шатуна  $C_2$

Для определения ускорения  $a_{C_2}$  центра масс  $C_2$  шатуна воспользуемся формулой

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{C_2A}^n + \vec{a}_{C_2A}^\tau. \quad (4)$$

Проецируем составляющие равенства (4) на взаимно ортогональные оси  $O_1x, O_1y$ :

$$a_{C_2}^x = -a_A \sin \varphi_k - a_{C_2A}^n \cos \gamma - a_{C_2A}^\tau \sin \gamma; \quad a_{C_2}^y = -a_A \cos \varphi_k - a_{C_2A}^n \sin \gamma + a_{C_2A}^\tau \cos \gamma,$$

где  $a_A = r\omega_k^2$ ,  $\omega_k = \pi n_k/30$  — угловая скорость кривошипа;  $a_{C_2A}^n = \omega_{AB}^2 AC_2$ ,  $a_{C_2A}^\tau = \varepsilon_{AB} AC_2$ ,  $AC_2$  — расстояние от кинематической пары  $A$  до центра масс шатуна  $C_2$ .

Окончательно получаем  $a_{C_2} = \sqrt{(a_{C_2}^x)^2 + (a_{C_2}^y)^2}$ .

Для определения составляющих уравнения (3), относящихся к шатуну, воспользуемся рисунком 6.

Силовое воздействие на шатун 2 приводится к силе  $F_2$ , приложенной к его центру тяжести  $C_2$  и моменту  $M_2$ . При этом  $\vec{F}_2 = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2$ , где  $G_2$  — сила тяжести шатуна;  $\vec{\Phi}_2 = -m_2 \vec{a}_{C_2}$  — главный вектор сил инерции,  $m_2$  — масса шатуна,  $a_{C_2}$  — ускорение центра масс  $C_2$ .

Для нахождения силы  $F_2$  необходимо главный вектор сил инерции  $\vec{\Phi}_2$  спроецировать на оси  $O_1x, O_1y$ :

$$\Phi_2^x = \Phi_2 \cos \alpha; \quad \Phi_2^y = \Phi_2 \sin \alpha,$$

где  $\alpha = \arctg(a_{C_2}^y/a_{C_2}^x)$  — угол наклона вектора ускорения  $\vec{a}_{C_2}$  к оси  $O_1x$ .

Сила тяжести  $G_2$  суммируется с составляющей  $\Phi_2^y$  главного вектора сил инерции  $\vec{\Phi}_2$ :  $\Phi_2^{y'} = G_2 + \Phi_2^y$ .

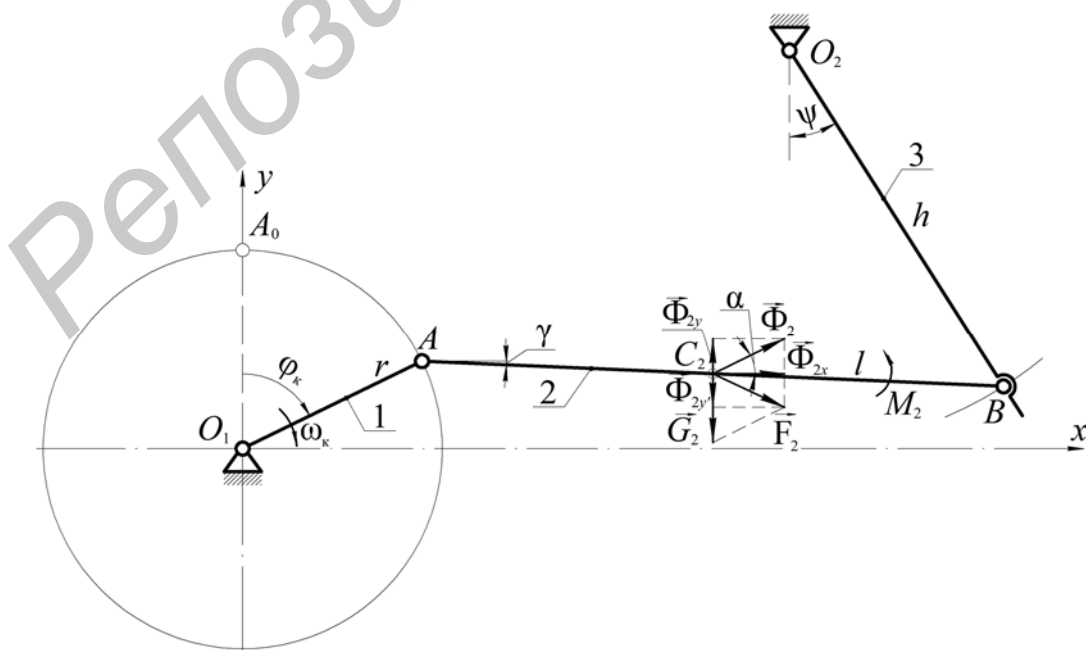


Рисунок 6. — Силовое воздействие на шатун

Окончательно сила  $F_2 = \sqrt{(\Phi_2^x)^2 + (\Phi_2^{y'})^2}$ .

Для нахождения составляющих  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$ ,  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$  уравнения (3) проецируем силу  $F_2$  на оси  $O_1x$ ,  $O_1y$ , а затем находим плечи  $C_2D$ ,  $DP_2$  сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  относительно подвижного центра поворота  $P_2$  (рисунок 7):

$$F_{2x} = F_2 \cos \alpha_1; \quad F_{2y} = F_2 \sin \alpha_1,$$

где  $\alpha_1 = \arctg(\Phi_2^{y'}/\Phi_2^x)$ ; в треугольнике  $AP_2C_2$  согласно теореме косинусов

$$P_2C_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90^\circ - \varphi_k + \gamma)}; \quad \text{угол } \eta = \varphi_k - \beta,$$

где  $\beta = \arccos\left[\frac{(P_2C_2)^2 + (AP_2)^2 - (AC_2)^2}{2(P_2C_2)(AP_2)}\right]$ .

Тогда  $C_2D = P_2C_2 \cos \eta$ ;  $DP_2 = P_2C_2 \sin \eta$ .

Окончательно  $M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x}C_2D$ ;  $M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y}DP_2$ .

Момент  $M_2$  направлен противоположно угловому ускорению шатуна  $\varepsilon_{AB}$  (см. рисунок 7) и определяется по формуле

$$M_2 = -J_{C_2} \varepsilon_{AB},$$

где  $J_{C_2}$  — момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс  $C_2$  звена и перпендикулярной к плоскости движения звена.

Если в расчетах принять, что шатун представляет собой однородный стержень, тогда его момент инерции  $J_{C_2} = 1/12 m_2 l^2$ .

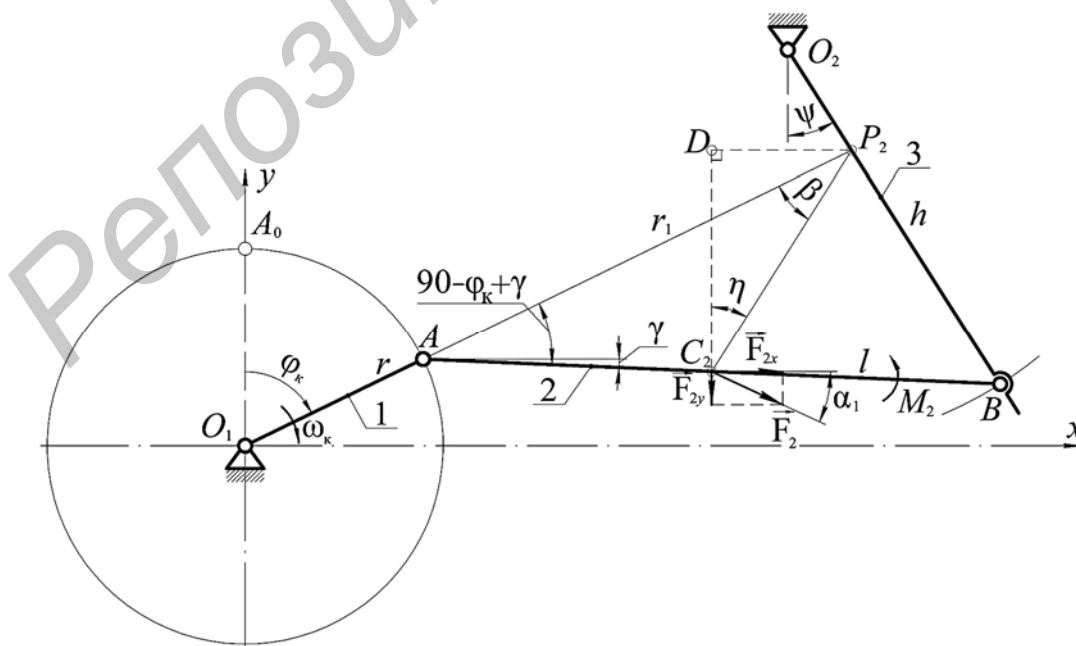


Рисунок 7. — Иллюстрация для нахождения плеч сил  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$  относительно подвижного полюса  $P_2$

В уравнении (3) момент  $M_3$  многокомпонентный. Для его определения воспользуемся схемой, представленной на рисунке 8:

$$M_3 = -M_{O_2}(\vec{G}_3) - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_к^\tau) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.с}^\tau),$$

где  $G_3, G_{ш.с}$  — силы тяжести коромысла и соединительной штанги;

$\Phi_k^\tau, \Phi_{ш.с}^\tau$  — равнодействующая распределенной по длине коромысла его тангенциальная сила инерции и тангенциальная сила инерции соединительной штанги.

Моменты сил тяжести коромысла  $G_3$  и соединительной штанги  $G_{ш.с}$  относительно оси  $O_2$  поворота коромысла

$$M_{O_2}(\vec{G}_3) = m_3 g O_2 C_3 \sin \psi; \quad M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) = m_{ш.с} g O_2 Ш_с \sin \psi,$$

где  $m_3$  — масса коромысла;

$g$  — ускорение свободного падения;

$O_2 C_3$  — расстояние от оси поворота коромысла  $O_2$  до центра масс  $C_3$  коромысла;

$\psi$  — угол поворота коромысла;

$m_{ш.с}$  — масса соединительной штанги;

$O_2 Ш_с$  — расстояние от оси поворота коромысла  $O_2$  до центра масс соединительной штанги  $Ш_с$ .

Момент равнодействующей тангенциальной силы инерции  $\Phi_k^\tau$  относительно оси поворота коромысла  $O_2$  определяем по формуле

$$M_{O_2}(\vec{\Phi}_к^\tau) = -J_{O_2} \varepsilon_h,$$

где  $J_{O_2}$  — момент инерции коромысла относительно его оси вращения (для однородного стержня момент инерции  $J_{O_2} = 1 / 3 m_3 h^2$ );

$\varepsilon_h$  — угловое ускорение коромысла.

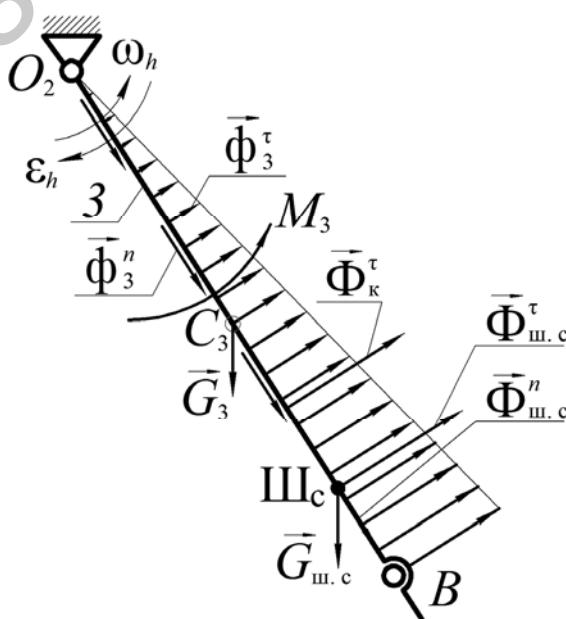


Рисунок 8. — Схема для определения момента  $M_3$

Момент тангенциальной силы инерции  $\Phi_{ш.с}^{\tau}$  соединительной штанги относительно её оси поворота

$$M_{O_2}(\bar{\Phi}_{ш.с}^{\tau}) = -m_{ш.с} h_{ш.с}^2 \varepsilon_h,$$

где  $h_{ш.с} = O_2Ш_с$  — расстояние от оси до центра масс соединительной штанги  $Ш_с$ .

В созданном экспериментальном образце цепного агрегата длина кривошипа  $r$  изменяется в пределах 50...110 мм (с шагом 15 мм); остальные геометрические параметры постоянные:  $h = 585$  мм;  $b = 796,1$  мм;  $c = 540$  мм. Частота вращения кривошипа  $n_k$  может изменяться в пределах от 0 до 487 об / мин.

В расчетах принимаем следующие параметры приводного механизма:  $n_k = 90, 120, 150$  об / мин и  $r = 65, 80, 95$  мм. По формуле  $l = \sqrt{r^2 + c^2}$  вычисляем соответствующие длины шатунов:  $l \approx 543,9; 545,9; 548,3$  мм. С помощью компьютерного моделирования в программе КОМПАС-3D уточняем массы, расположение их центров и моменты инерции звеньев приводного механизма. Получаем массы шатуна, коромысла, соединительной штанги соответственно:  $m_2 = 7,791$  кг;  $m_3 = 4,696$  кг;  $m_{ш.с} = 12,749$  кг. Положения центров масс звеньев и соединительной штанги задаются отрезками:  $AC_2 \approx 255,6; 256,6; 257,8$  мм;  $O_2C_3 = 330,5$  мм;  $O_2Ш_с = 546,4$  мм. Расстояние  $O_2Ш_с$  определено с учетом масс подшипников, их корпусов и укрепляющих пластин (на рисунке 8 не показаны). Моменты инерции: шатуна —  $J_{C_2} = 0,297; 0,299; 0,303$  кг · м<sup>2</sup> и сдвоенного коромысла  $J_{O_2} = 0,736$  кг · м<sup>2</sup>.

При составлении уравнения (1) будем учитывать конструктивную массу  $m_A$  кинематической пары  $A$ , моделируя её материальной точкой. В экспериментальном образце агрегата  $m_A = 0,23$  кг. Расчетная схема для этого случая приведена на рисунке 9.

Для нахождения плеча  $O_1E$  силы  $G_A$  рассмотрим прямоугольный треугольник  $O_1AE$  (см. рисунок 9). Сторона  $O_1A$  треугольника известна, она равна длине кривошипа  $r$ . Тогда плечо  $O_1E$  силы  $G_A$ :  $O_1E = O_1A \sin \varphi_k = r \sin \varphi_k$ .

Окончательно  $M_{O_1}(\bar{G}_A) = G_A O_1E$ .

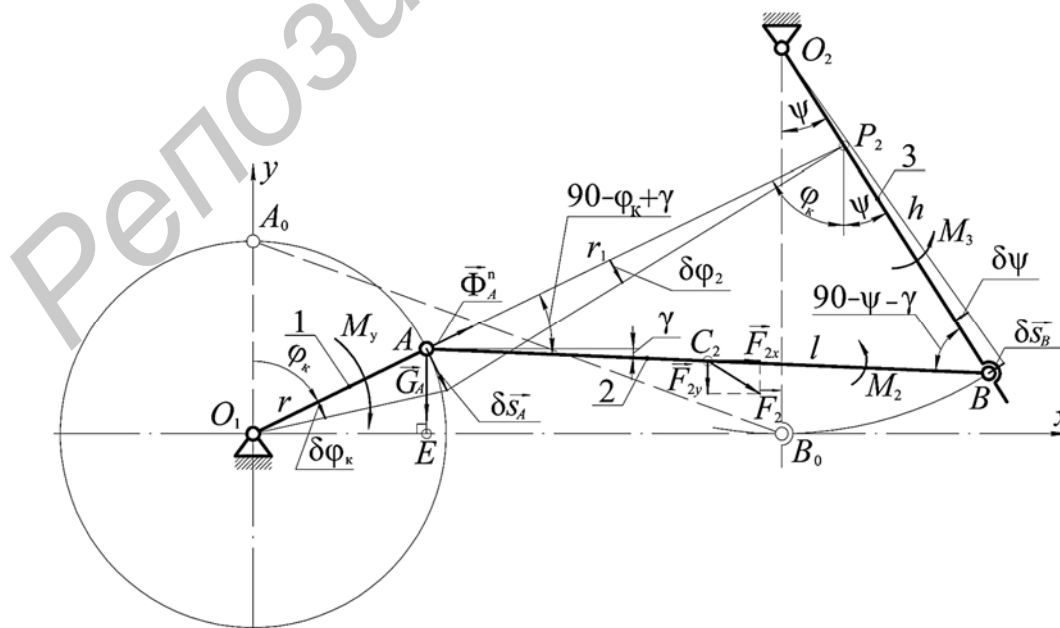


Рисунок 9. — Расчетная схема для определения величины уравновешивающего момента  $M_y$  с учетом сосредоточенной массы  $m_A$  в кинематической паре  $A$

Запишем уравнение (1) в развернутом виде с учетом момента от силы  $G_A$ :

$$M_y \delta\varphi_k + M_{O_1}(\vec{G}_A)\delta\varphi_k + M_{P_2}(\vec{F}_{2x})\delta\varphi_2 + M_{P_2}(\vec{F}_{2y})\delta\varphi_2 + M_2\delta\varphi_2 + M_3\delta\psi = 0. \quad (5)$$

Производим аналогичные преобразования, как для уравнений (2) и (3); окончательно получаем  $M_y = -M_{O_1}(\vec{G}_A) - c_1 [M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) - M_2] - c_2 M_3$ .

Используя полученные выше формулы и параметры экспериментального образца цепного агрегата, определяем величину уравновешивающего момента  $M_y$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_k$  (в градусах) и строим соответствующий график (рисунок 10).

График, представленный на рисунке 10, позволяет найти среднюю  $M_{y, \text{cp}}$  и максимальную  $M_{y, \text{max}}$  величину уравновешивающего момента  $M_y$ , что дает возможность сравнить названные величины с экспериментальными, оценить влияние изменения геометрических и кинематических параметров приводного механизма, а также подобрать двигатель по максимальной величине момента.

Средняя величина уравновешивающего момента  $M_{y, \text{cp}}$  в теоретических исследованиях определяется по выражению

$$M_{y, \text{cp}} = A / \sum_{i=1}^n \varphi_{k_i},$$

где  $A$  — работа момента  $M_y$ , приложенного к кривошипу (на рисунке 10 соответствует заштрихованным площадям  $S_1$  или  $S_2$ );

$\sum_{i=1}^n \varphi_{k_i}$  — суммарный угол поворота кривошипа, на котором вычисляем работу.

Переход к механической мощности  $N$  производится по известной из курса теоретической механики зависимости  $N = M\omega_k$ . Форма её кривой аналогична представленной на рисунке 10, поэтому отдельно её не приводим.

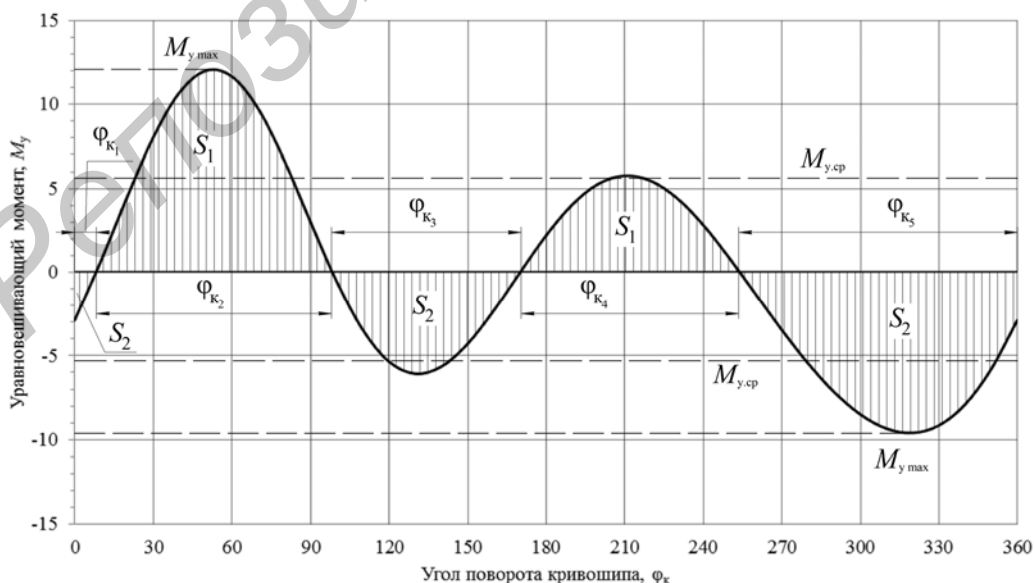


Рисунок 10. — График изменения величины уравновешивающего момента  $M_y$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_k$

Экспериментальное исследование механических характеристик приводного механизма. Для определения величины момента  $M$  и механической мощности  $N$  в эксперименте использовался датчик крутящего момента 3 (М40-1к) совместно с компенсационными муфтами 2 (МК-1), установленный между ведомым шкивом ременной передачи 4 и кривошипом 1 (рисунок 11).

Датчик крутящего момента М40-1к производства ООО «ТИЛКОМ» (Минск, Республика Беларусь), внесенный в Государственный реестр средств измерений и стандартных образцов Республики Беларусь (№ 14354 от 15.09.2021), позволяет измерять момент  $M$  на валу кривошипа, частоту его вращения  $n_k$  и среднее значение механической мощности  $N_{cp}$  с частотой дискретизации 5 кГц.

Величина момента  $M_y$  определяется как функция времени  $t$ :  $M_y = f(t)$ , а среднее значение механической мощности  $N_{cp} = M_{y, cp} \omega_k$ , где  $M_{y, cp}$  — среднее значение момента за период измерения, Н · м;  $\omega_k$  — угловая скорость кривошипа, рад / с.

Фрагмент результата измерений момента  $M_y$  с помощью датчика М40-1к наглядно представлен на рисунке 12.

В экспериментальных исследованиях момент  $M_y$  определяется как функция времени  $t$ :  $M_y = f(t)$ . Его среднюю величину  $M_{y, cp}$  определяем, как в теоретических исследованиях, учитывая, что

$$\varphi_k = \omega_k t,$$

где  $t$  — время измерения.

Максимальная величина момента  $M_{max}$  в экспериментах определялась как среднее арифметическое максимальных значений момента за период измерений.

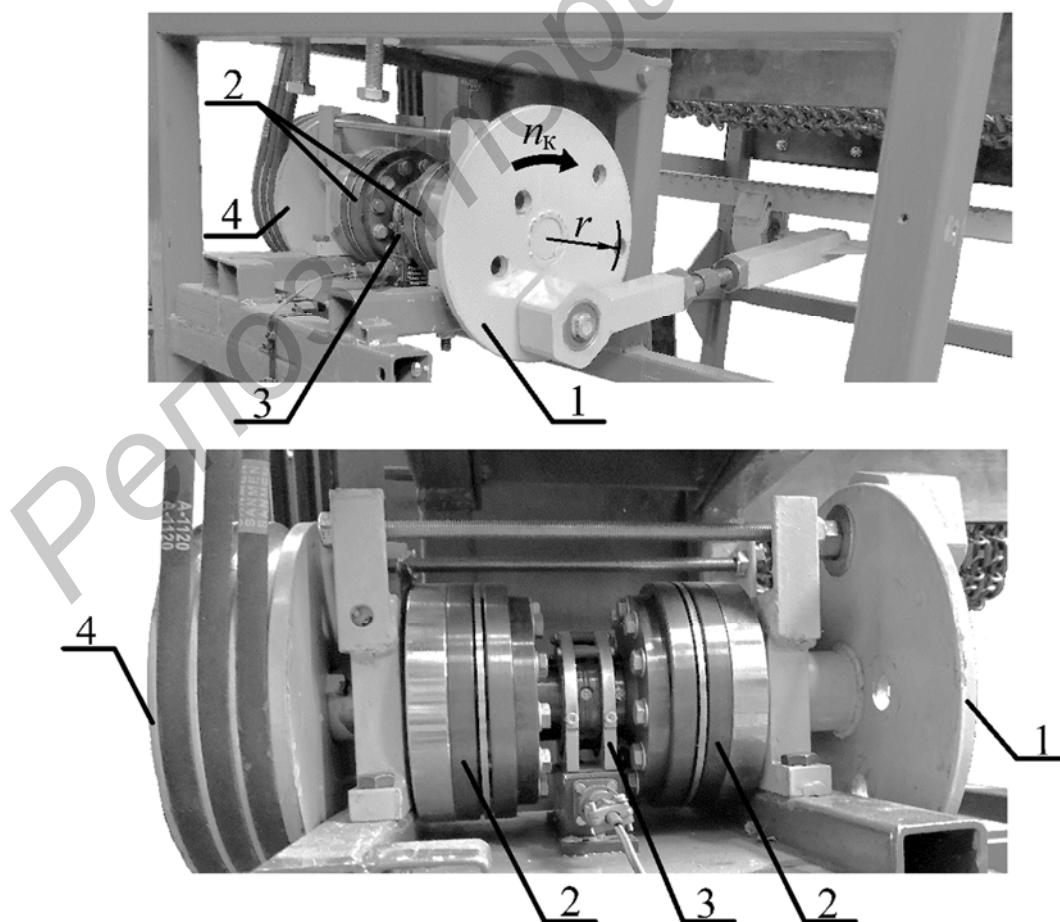


Рисунок 11. — Датчик крутящего момента

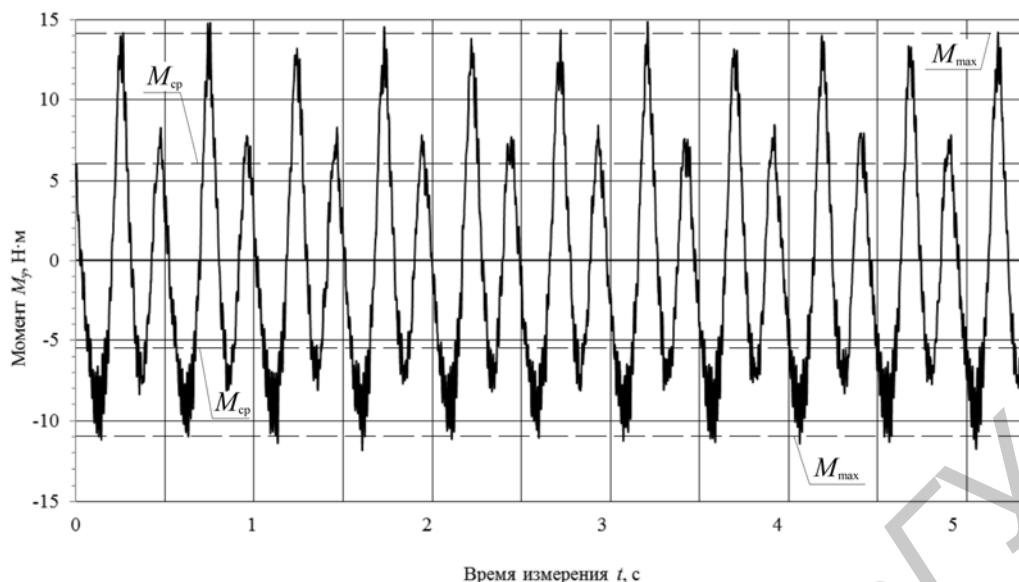


Рисунок 12. — Фрагмент результата измерений момента  $M_y$  с помощью датчика М40-1к

Для оценки одновременного влияния геометрических и кинематических параметров приводного механизма на механические характеристики был применен метод планирования эксперимента — ортогональный план второго порядка, в котором каждый опыт проводился не менее 30 с при установившейся частоте вращения кривошипа  $n_k$  и трехкратном его повторении, что позволило в каждом измерении получить не менее 150 000 значений момента  $M$  и проверить воспроизводимость опытов согласно критерию Кохрена.

Варьируемые параметры:  $x_1$  — длина кривошипа  $r$ ;  $x_2$  — частота вращения кривошипа  $n_k$ . Они наглядно показаны на рисунке 11, а уровни и интервалы варьирования факторов представлены в таблице 1.

Согласно рекомендациям, изложенным в работах [8—12], уравнения регрессии определялись поэтапно. Адекватность полученных уравнений проверялась с помощью критерия Фишера ( $F$ -критерия) при 5 %-ном уровне значимости. Полученные уравнения принимаем, если расчетное значение критерия Фишера  $F_p$  меньше табличного:  $F_T, F_p < F_{T(\alpha; f_{числ}; f_{знам})}$ .

**Результаты исследования и их обсуждение.** Ниже представлены матрицы планирования экспериментов с результатами опытов и уравнениями регрессии в кодированных и натуральных переменных (таблицы 2, 3).

По итогам обработки результатов эксперимента, представленных в таблице 2, получены следующие уравнения регрессии:

$$y = 6,037342 + 2,791605x_1 + 3,794098x_2 + 1,667235x_1x_2 + 0,569372x_1^2 + 0,644102x_2^2; \quad (6)$$

$$y = -5,4516 - 1,96255x_1 - 2,84867x_2 - 1,07848x_1x_2 - 0,23876x_1^2 - 0,53276x_2^2. \quad (7)$$

Т а б л и ц а 1. — Уровни и интервалы варьирования факторов

Факторы	Кодированное обозначение	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			-1	0	+1
Длина кривошипа $r$ , мм	$x_1$	15	65	80	95
Частота вращения кривошипа $n_k$ , об / мин	$x_2$	30	90	120	150

Т а б л и ц а 2. — Матрица ортогонального центрального композиционного плана второго порядка и результаты опытов (определение средней величины момента  $M_{cp}$ )

Содержание плана	Номер опыта	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_1x_2$	$x_1^2 - \frac{2}{3}$	$x_2^2 - \frac{2}{3}$	Результаты измерений			$\bar{y}(M_{cp})$
								$y_1(M_{cp})$	$y_2(M_{cp})$	$y_3(M_{cp})$	
План типа $2^2$	1	+	+	+	+	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	15,51052	15,61065	15,73369	15,61828
								-12,51274	-12,11221	-12,12315	-12,24936
	2	+	-	+	-	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	6,57545	6,35417	6,93006	6,61989
								-5,97031	-5,91273	-6,21476	-6,03260
	3	+	+	-	-	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	4,25156	4,8404	4,52015	4,53737
								-4,40113	-4,18103	-4,21114	-4,26443
	4	+	-	-	+	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	2,21145	2,16007	2,25224	2,20792
								-2,11356	-2,62089	-2,35029	-2,36158
«Звездные» точки с плечом $\alpha = 1$	5	+	+	0	0	$+\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	9,28471	9,41266	9,28516	9,32751
								-7,42443	-7,73496	-7,37193	-7,51044
	6	+	-	0	0	$+\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	3,76436	3,97079	3,98201	3,90572
								-3,70224	-3,92083	-3,94118	-3,85475
	7	+	0	+	0	$-\frac{2}{3}$	$+\frac{1}{3}$	10,24492	10,32264	10,41405	10,32720
								-8,41018	-8,86121	-8,81254	-8,69464
	8	+	0	-	0	$-\frac{2}{3}$	$+\frac{1}{3}$	2,84192	3,07088	3,25367	3,05549
								-3,10760	-3,13619	-3,53186	-3,25855
Центр плана	9	+	0	0	0	$-\frac{2}{3}$	$-\frac{2}{3}$	6,07145	5,85467	6,12652	6,01754
								-5,35758	-5,53273	-5,51105	-5,46712

Т а б л и ц а 3. — Матрица ортогонального центрального композиционного плана второго порядка и результаты опытов (определение максимальных значений момента  $M_{max}$ )

Содержание плана	Номер опыта	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_1x_2$	$x_1^2 - \frac{2}{3}$	$x_2^2 - \frac{2}{3}$	Результаты измерений			$\bar{y}(M_{max})$
								$y_1(M_{max})$	$y_2(M_{max})$	$y_3(M_{max})$	
План типа $2^2$	1	+	+	+	+	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	32,51667	32,65636	32,87588	32,68297
								-20,3326	-20,55661	-20,84965	-20,57962
	2	+	-	+	-	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	14,28545	14,6263	14,39824	14,43666
								-10,24797	-10,56701	-10,74179	-10,51892
	3	+	+	-	-	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	13,21467	13,02125	13,02312	13,08635
								-9,544	-9,1475	-9,16688	-9,28613
	4	+	-	-	+	$+\frac{1}{3}$	$+\frac{1}{3}$	6,25867	6,16937	6,00250	6,14351
								-5,802	-5,8125	-5,70375	-5,77275
«Звездные» точки с плечом $\alpha = 1$	5	+	+	0	0	$+\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	20,91688	21,17067	20,75261	20,94672
								-14,14	-14,20167	-14,22214	-14,18794
	6	+	-	0	0	$+\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	9,12375	9,48640	9,53762	9,38259
								-8,02364	-8,1075	-8,21167	-8,11427

Окончание таблицы 3

Содержание плана	Номер опыта	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_1 x_2$	$x_1^2 - \frac{2}{3}$	$x_2^2 - \frac{2}{3}$	Результаты измерений			$\bar{y}(M_{\max})$
								$y_1(M_{\max})$	$y_2(M_{\max})$	$y_3(M_{\max})$	
	7	+	0	+	0	$-\frac{2}{3}$	$+\frac{1}{3}$	20,25179	20,75385	20,52516	20,51026
								-14,72327	-14,64621	-14,63188	-14,66712
	8	+	0	-	0	$-\frac{2}{3}$	$+\frac{1}{3}$	8,678	8,96182	8,94882	8,86288
								-7,3305	-7,32391	-7,37	-7,34147
Центр плана	9	+	0	0	0	$-\frac{2}{3}$	$-\frac{2}{3}$	14,0375	14,18619	14,08375	14,10248
								-10,794	-11,25826	-10,78682	-10,94636

Для уравнения (6) расчетное значение критерия Фишера  $F_p = 3,107$ , а для уравнения (7) —  $F_p = 2,817$ , что меньше табличного  $F_{T(0,05; 3; 18)} = 3,160$  [7].

В натуральных переменных уравнения (6) и (7) принимают следующий вид:

$$M_{cp} = 38,0411722 - 0,66337575r - 0,341687933n_k + 3,7049666 \cdot 10^{-3} r n_k + 2,53054222 \cdot 10^{-3} r^2 + 7,15668888 \cdot 10^{-4} n_k^2; \tag{8}$$

$$M_{cp} = -21,91311555 + 0,326542888r + 0,238843444n_k - 2,3966222 \cdot 10^{-3} r n_k - 1,0611556 \cdot 10^{-3} r^2 - 5,9195556 \cdot 10^{-4} n_k^2. \tag{9}$$

Сравнение теоретических значений моментов с экспериментальными величинами. Для определения сопоставляемых экспериментальных величин уравновешивающих моментов использован алгоритм планирования эксперимента. При этом для конкретных длин  $r$  кривошипов и частот  $n_k$  их вращения в опыте получены по 18 значений моментов  $M_{cp}^э$ ,  $M_{\max}^э$ , а также записаны уравнения регрессии в кодированных (6), (7) и натуральных (8), (9) переменных. Это позволило предсказать экспериментальные значения моментов в исследуемом диапазоне с доверительной вероятностью в 95 %. Отдельно сравнивались средние значения моментов  $M_{cp}^э$  со средними значениями  $M_{cp}^T$  и максимальные экспериментальные значения  $M_{\max}^э$  с максимальными теоретическими  $M_{\max}^T$ . Численные различия сопоставляемых моментов характеризуем коэффициентами влияния  $k_{cp}$  — для средних моментов  $M_{cp}^э$ ,  $M_{cp}^T$  и  $k_{\max}$  — для максимальных  $M_{\max}^э$ ,  $M_{\max}^T$ , вычисляемых по следующим формулам:

$$k_{cp} = M_{cp}^э / M_{cp}^T; \quad k_{\max} = M_{\max}^э / M_{\max}^T. \tag{10}$$

Как видим, коэффициенты  $k_{cp}$ ,  $k_{\max}$  показывают, во сколько раз значения моментов, полученных опытным путем, больше их теоретических величин, следовательно, позволяют оценить влияние не учитываемых в расчетных схемах факторов (трения в кинематических парах, неоднородности звеньев и др.) на значения  $M_{cp}^T$ ,  $M_{\max}^T$ .

Вычисления, выполняемые по формулам (10), сведены в таблицу 4.

Из таблицы 4 видно, что наибольшие коэффициенты влияния  $k_{cp} = 1,23$ ;  $k_{\max} = 1,29$ .

Т а б л и ц а 4. — Вычисления по формулам (10)

Номер опыта	Среднее значение момента $M_{cp}$		$k_{cp}$	Максимальные значения момента $M_{max}$		$k_{max}$
	$M_{cp}^3$	$M_{cp}^T$		$M_{max}^3$	$M_{max}^T$	
1	15,61828	12,67186	1,23	32,68297	25,6982	1,27
	-12,24936	-11,85432	1,03	-20,57962	-19,3294	1,06
2	6,61989	5,85093	1,13	14,43666	11,8934	1,21
	-6,03260	-5,59654	1,08	-10,51892	-9,8723	1,07
3	4,53737	4,42133	1,03	13,08635	10,269	1,27
	-4,26443	-4,09033	1,04	-9,28613	-7,8518	1,18
4	2,20792	2,21181	1,00	6,14351	5,2475	1,17
	-2,36158	-2,18738	1,08	-5,77275	-4,4586	1,29
5	9,32751	8,01448	1,16	20,94672	17,0026	1,23
	-7,51044	-7,3324	1,02	-14,18794	-12,8329	1,11
6	3,90572	3,75522	1,04	9,38259	8,1376	1,15
	-3,85475	-3,55223	1,09	-8,11427	-6,7912	1,19
7	10,32720	8,90249	1,16	20,51026	17,9913	1,14
	-8,69464	-8,42128	1,03	-14,66712	-14,2158	1,03
8	3,05549	3,20859	0,95	8,86288	7,5015	1,18
	-3,25855	-3,03515	1,07	-7,34147	-6,0487	1,21
9	6,01754	5,63878	1,07	14,10248	12,0732	1,17
	-5,46712	-5,27499	1,04	-10,94636	-9,5827	1,14

В результате сравнения моментов в 18 опытах (см. таблицу 2) при различных значениях длины кривошипа  $r$  и его частоты вращения  $n_k$  с помощью уравнений регрессий (8) и (9) получен коэффициент влияния с доверительной вероятностью 95 %, который составляет  $k_{cp} = 1,23$ . Он не превышает коэффициенты в рассматриваемых опытах (см. таблицу 4).

**Заключение.** На основе принципа Даламбера—Лагранжа разработана методика силового анализа приводного механизма цепного агрегата. Рассмотрены случаи, когда кривошип уравновешен и неуравновешен. Проведены экспериментальные исследования приводного механизма цепного агрегата с применением датчика крутящего момента М40-1к. Выполнены сравнения полученных теоретических результатов с опытными. Исследованный диапазон изменения длины кривошипа  $r$  и его частоты вращения  $n_k$  находится в границах реально функционирующего цепного агрегата, что позволяет использовать разработанную методику силового анализа совместно с полученными выше коэффициентами влияния  $k_{cp}$ ,  $k_{max}$  при проектировании приводного механизма цепного агрегата. Приведенные в таблице 4 значения величин позволяют легко совершить переход к механической мощности  $N = M\omega_k$ .

#### Список цитируемых источников

1. Патент ЕАПО № 038851, № 202090391 ; В02С 19/16. Агрегат для переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов : заявлено 26.02.2020 ; опублик. 28.10.2021 / Сиваченко Л. А., Потапов В. А., Сиваченко Т. Л.
2. Потапов, В. А. Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестник БарГУ. Серия «Технические науки». — 2021. — № 9. — С. 37—43.
3. Сиваченко, Л. А. Многоцелевые технологические аппараты с гибким волновым рабочим оборудованием / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, М. С. Кузьменкова // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. — 2022. — № 9. — С. 88—98.

4. Патапаў, У. А. Камбінаваны метады сілавонага аналізу прываднага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник БарГУ. Серия «Технические науки». — 2022. — № 2. — С. 36—46.
5. Хвясько, Г. М. Курс тэарэтычнай механікі : вучэб. дапаможнік для студэнтаў выш. тэхніч. навуч. устаноў / Г. М. Хвясько. — Мінск : БДТУ, 2000. — 354 с.
6. Хвясько, Г. М. Тэарэтычная механіка. Практыкум : вучэб. дапаможнік для студэнтаў тэхн. спецыяльнасцей устаноў, якія забяспечваюць атрыманне выш. адукацыі : у 2 ч. / Г. М. Хвясько. — Мінск : БДТУ, 2005. — Ч. 2. — 200 с.
7. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка, С. У. Болатаяў // Вестник Брестского государственного технического университета. — 2022. — № 2. — С. 105—112.
8. Адлер, Ю. П. Введение в планирование эксперимента / Ю. П. Адлер. — М. : Металлургия, 1968. — 158 с.
9. Зедгинидзе, И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И. Г. Зедгинидзе. — М. : Наука, 1976. — 390 с.
10. Саутин, С. Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С. Н. Саутин. — Л. : Химия, 1975. — 48 с.
11. Леонов, А. Н. Основы научных исследований и моделирования : учеб.-метод. комплекс / А. Н. Леонов, М. М. Дечко, В. Б. Ловкис. — Минск : БГАТУ, 2010. — 276 с.
12. Леонов, А. Н. Основы научных исследований в примерах и задачах : учеб.-метод. пособие / А. Н. Леонов, М. М. Дечко, В. Б. Ловкис. — Минск : БГАТУ, 2013. — 136 с.

Поступила в редакцию 19.09.2024.

УДК 629.11.01

**Е. Н. Чирта<sup>1</sup>, М. Э. Подымако<sup>2</sup>, В. Н. Клочков<sup>3</sup>,  
И. В. Лесковец<sup>4</sup>**, кандидат технических наук, доцент

<sup>1,2,3</sup>Открытое акционерное общество «Могилевский завод лифтового машиностроения», пр-т Мира, 42,  
212798 Могилев, Республика Беларусь

<sup>4</sup>Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», пр-т Мира, 43, 212000 Могилев, Республика Беларусь

## **ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА БЕЗОПАСНОСТИ ЛИФТОВ ПРОИЗВОДСТВА ОАО «МОГИЛЕВЛИФТМАШ»: ПРИНЦИПЫ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ, НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ**

В статье рассмотрена механическая часть электромеханических устройств безопасности лифта: ловителя, ограничителя скорости, буфера, замка двери шахты. Описаны предъявляемые к ним требования безопасности, методы испытаний и измерений на специальных стендах при производстве. Описана область применения узлов безопасности в зависимости от назначения и характеристик лифта. Рассмотрены актуальные вопросы по модернизации и совершенствованию существующих устройств безопасности.

**Ключевые слова:** лифт; узел безопасности; ловитель; ограничитель скорости; буфер; замок двери шахты.

Рис. 7. Библиогр.: 8 назв.

**E. N. Chirta<sup>1</sup>, M. E. Podymako<sup>2</sup>, V. N. Klochkov<sup>3</sup>,  
I. V. Leskovets<sup>4</sup>**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor

<sup>1,2,3</sup>Joint Stock Company "Mogilev Elevator Engineering Plant", 42 Mira Ave, 212798 Mogilev, the Republic of Belarus

<sup>4</sup>Inter-state Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University", 43 Mira Ave.,  
212000 Mogilev, the Republic of Belarus

## **ELECTROMECHANICAL ELEVATOR SAFETY DEVICES MANUFACTURED BY JSC MOGILEVLIFTMASH: PRINCIPLES, DESIGN FEATURES, AREAS OF IMPROVEMENT**

The article considers the mechanical part of the electromechanical elevator safety devices: safety catcher, speed limiter, buffer, shaft door lock. The safety requirements imposed on them, test and measurements methods on special stands during the production have been described. The scope of safety units' application depending on the purpose and characteristics of the elevator has been described. The current issues of modernization and improvement of existing safety devices have been considered.

**Key words:** elevator; safety components; safety catcher; speed limiter; buffer; elevator shaft door lock.

Fig. 7. Ref.: 8 titles.

**Введение.** Для обеспечения мобильности лифты все чаще используются не только в жилых и офисных зданиях, но и в торговых центрах, метрополитенах. Для удобного и безопасного передвижения пассажиров конструкция лифта оборудована электрическими и электромеханическими устройствами безопасности. К электрическим устройствам безопасности относятся устройства контроля перехода кабиной крайних этажных площадок, устройства контроля закрытия дверей шахты и кабины, устройства запираания автоматического замка дверей шахты и др. К электромеханическим устройствам безопасности относятся ловитель, буфер, замок двери шахты, ограничитель скорости. Электрические устройства безопасности работают совместно с электромеханическими, подавая сигнал в шкаф управления. Подобная совместная работа обеспечивает надежную защиту при аварийных ситуациях.

**Материалы и методы исследования.** ОАО «Могилевлифтмаш» производит пассажирские, больничные, грузовые, а также нестандартные лифты. Для надежной и комфортной

работы каждый лифт оснащен устройствами безопасности, которые обеспечивают сохранность людей и грузов в кабине при возникновении нестандартной аварийной ситуации.

Устройства безопасности или их сочетания предназначены для защиты кабины лифта от свободного падения, превышения номинальной скорости вниз или вверх, непреднамеренного движения с открытыми дверями, сползания кабины с уровня посадочной площадки [1].

Электромеханические устройства безопасности включают в себя механическую и электрическую составляющие, но в статье рассмотрим подробнее механическую часть и условно назовем ее механическим устройством безопасности.

К механическим устройствам безопасности лифта относятся: буфер, замок двери шахты, ловители, ограничитель скорости.

**Буфером** (рисунок 1) называется устройство, предназначенное для ограничения величины замедления движущейся кабины, противовеса в целях снижения опасности получения травм и поломки оборудования при переходе кабиной, противовесом крайнего рабочего положения [2]. В зависимости от номинальной скорости кабины могут быть энергонакопительного или энергорассеивающего типа. Как правило, устанавливаются в прямке шахты.

Полиуретановый буфер обладает маслостойкостью и рассеивающей способностью, что снижает амплитуду ускорения обратного хода кабины после посадки на буфер. Пружинный буфер практически без потерь преобразует энергию движения кабины в потенциальную энергию, высвобождение которой сопровождается обратным ходом. Ускорение хода практически равно величине замедления посадки на буфер [3]. Конструкция гидравлического буфера обеспечивает постоянство тормозной силы за счет дросселирования масла и ускорения замедления, равного  $9,81 \text{ м/с}$ , на всем пути замедления. После снятия кабины с гидравлического буфера возвратная пружина восстанавливает исходное верхнее положение плунжера, концевой выключатель контролирует возврат плунжера в исходное положение.

Буфера энергонакопительного типа с линейными и нелинейными характеристиками применяются на лифтах с номинальной скоростью не более  $1 \text{ м/с}$ . Буфера энергорассеивающего типа могут применяться при любой величине номинальной скорости кабины, противовеса, а также при повышенной грузоподъемности лифта.

Буфера с линейными характеристиками должны иметь полный ход буфера не менее  $65 \text{ мм}$ .

Основными требованиями безопасности буферов являются:

а) при посадке на буфер среднее значение замедления кабины с номинальным грузом, движущейся со скоростью, равной  $115 \%$  номинальной, или противовеса при свободном падении не должно превышать  $9,81 \text{ м/с}^2$ ;

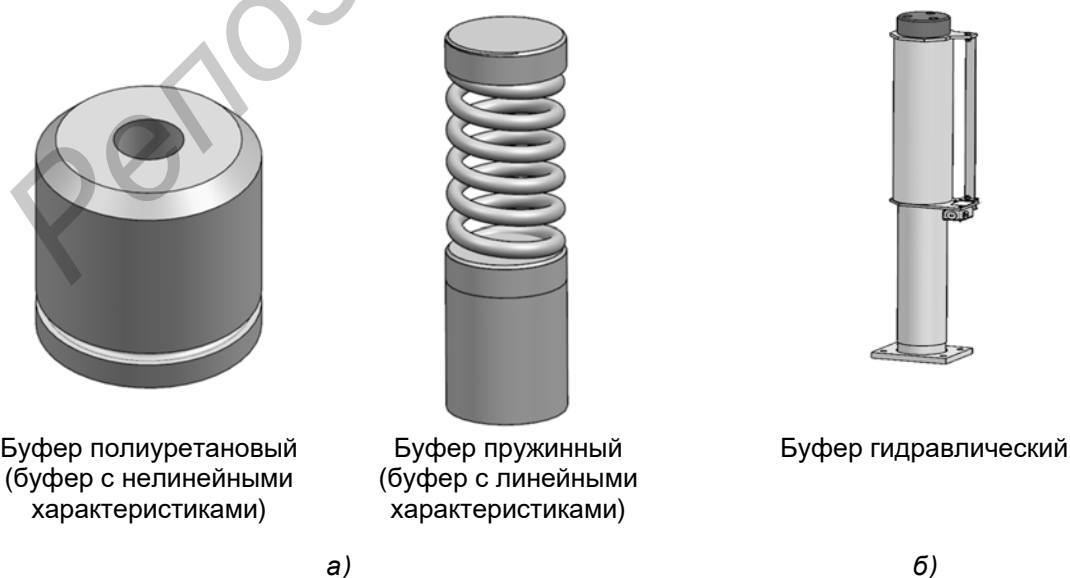


Рисунок 1. — Общий вид буфера: а — энергонакопительный тип; б — энергорассеивающий тип

б) время действия замедления, превышающего  $25 \text{ м / с}^2$ , должно быть не более  $0,04 \text{ с}$ ;  
 в) должна отсутствовать остаточная деформация элементов буфера после срабатывания.  
 Буфера энергонакопительного типа с нелинейными характеристиками должны удовлетворять требованиям:

- а) скорость возврата буфера не должна превышать  $1,0 \text{ м / с}$ ;
- б) максимальное ускорение не должно превышать  $60 \text{ м / с}^2$ .

Буфера энергорассеивающего типа должны удовлетворять следующим условиям:

- а) после снятия нагрузки буфер должен автоматически возвращаться в исходное положение;
- б) должна быть предусмотрена возможность контроля уровня жидкости в гидравлическом буфере [1].

**Замок двери шахты** — устройство безопасности, предназначенное для запираания двери шахты при отсутствии кабины на этаже (рисунок 2) [2].

При нормальной работе должна быть исключена возможность открывания двери шахты снаружи шахты, пока кабина не остановилась в зоне отпирания двери шахты. Протяженность зоны отпирания двери шахты должна быть не более  $0,2 \text{ м}$  выше и ниже уровня этажа. Движение кабины должно быть возможным только после перемещения запирающего элемента автоматического замка двери шахты не менее чем на  $7 \text{ мм}$  в ответную часть замка. Автоматические замки должны оставаться в запертом состоянии под действием силы тяжести в случае прекращения функционирования постоянных магнитов и пружин [1].

**Ловитель** — устройство, предназначенное для остановки и удержания кабины на направляющих при превышении установленной величины скорости или при обрыве тяговых элементов (рисунок 3) [2].

Пара ловителей обычно устанавливается в нижней части кабины и приводится в действие одновременно с помощью рычажного механизма (механизма синхронизации).

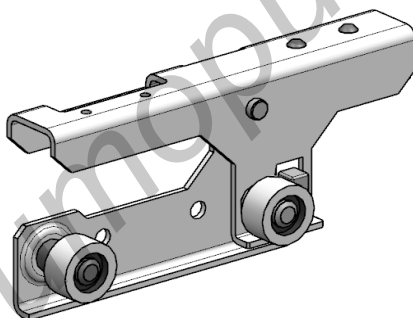


Рисунок 2. — Замок двери шахты

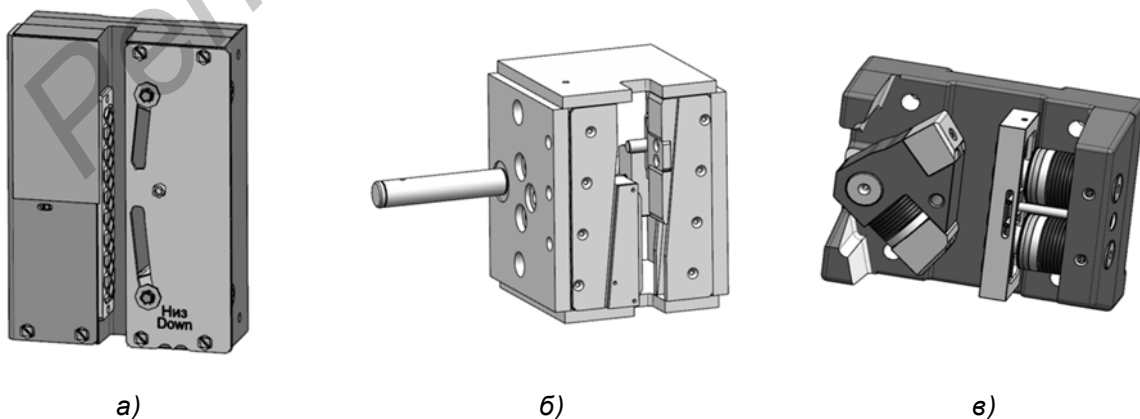


Рисунок 3. — Общий вид ловителя: а — роликовый; б — клиновой; в — эксцентриковый

Рабочая поверхность тормозящего элемента конструкции ловителя может быть изготовлена из чугуна или инструментальной стали, а также оснащена насечкой. Применение насечки обеспечивает увеличение приведенного значения коэффициента трения за счет работы пластического разрушения поверхностей направляющей. Одним из современных ловителей плавного торможения, применяемых на предприятии, является роликовый ловитель ЛП2Р, принцип действия которого и основные параметры силового взаимодействия рассмотрены в [4; 5].

Основные требования безопасности к устройству ловителей:

а) ловители должны останавливать и удерживать на направляющих (даже в случае обрыва тяговых канатов или разрушения других элементов подвески) движущуюся вниз кабину с нагрузкой в диапазоне от 0 до 110 % от номинальной грузоподъемности (противовеса или уравновешивающего устройства кабины) при их включении от действия ограничителя скорости на скорости его срабатывания или от обрыва или слабину тяговых канатов;

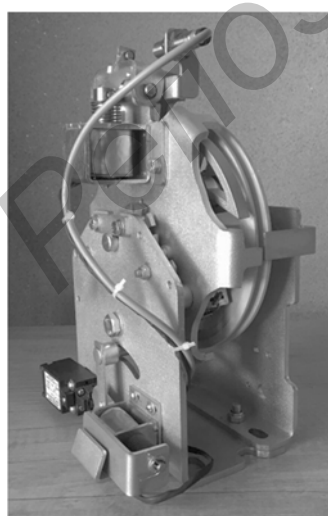
б) среднее замедление свободно падающей кабины с грузом, масса которого равна номинальной грузоподъемности, противовеса или уравновешивающего устройства кабины при посадке на ловители плавного торможения должно быть не менее 1,9 и не более 9,81 м / с<sup>2</sup>;

в) ловители должны автоматически принимать исходное рабочее положение после перемещения в направлении, соответствующем снятию ловителей, кабины, противовеса или уравновешивающего устройства кабины;

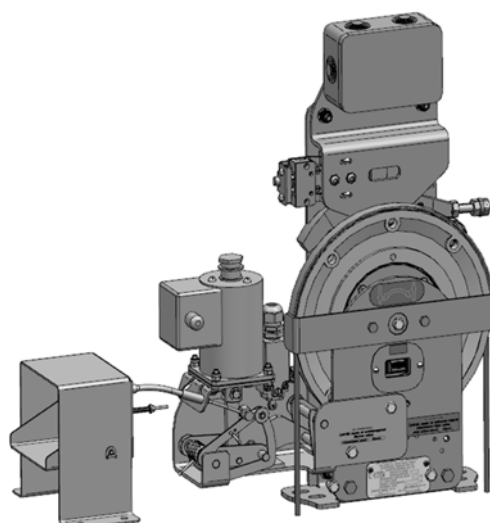
г) снятие кабины с ловителей должно быть возможно при любой загрузке кабины, вплоть до загрузки, на 10 % превышающей номинальную грузоподъемность [1].

**Ограничитель скорости** — устройство, предназначенное для приведения в действие механизма ловителей при превышении установленной величины скорости движения кабины, противовеса (рисунок 4) [2]. Располагается в машинном помещении либо в шахте. Перспективными разработками ОАО «Могилевлифтмаш» в направлении повышения надёжности, снижения затрат на производство с оптимизацией конструкции является ограничитель ПБВ1010Г.07.00.000 [6] и ПБВ1010Г.17.00.000 [7].

Скорость срабатывания ограничителя скорости должна находиться в следующих диапазонах: для ловителей мгновенного действия и ловителей плавного торможения при нормальной скорости — не более 0,63 м / с — от 1,15v до 0,8 м / с, где v — номинальная скорость кабины, м / с; для ловителей плавного торможения при номинальной скорости — не более 1 м / с — от 1,15v до 1,5 м / с; для ловителей плавного торможения при номинальных скоростях — более 1,0 м / с — от 1,15v до 1,25v + 0,25 / v м / с [1].



а)



б)

Рисунок 4. — Общий вид ограничителя скорости: а — центробежного типа двустороннего действия; б — маятникового типа двустороннего действия

Ограничитель скорости, приводящий в действие ловители противовеса или уравновешивающего устройства кабины, должен срабатывать, если скорость движения противовеса или уравновешивающего устройства кабины вниз превысит номинальную не менее чем на 15 % и не более чем на значение, превышающее 10 % верхний предел скорости, установленный для срабатывания ограничителя скорости кабины.

**Результаты исследования и их обсуждение.** Процесс проектирования должен завершаться достижением целевых показателей (описаны выше), для чего необходимо решить ряд задач, для которых необходимы исходные данные, зачастую отсутствующие. К таким данным применительно к устройствам безопасности можно отнести: коэффициенты трения качения и скольжения, модули упругости материалов (ввиду точности изготовления некоторых деталей устройств безопасности нельзя использовать справочные данные), пределы текучести материалов и др. Вследствие этого эти исходные данные требуют экспериментального, расчетного или комбинированного подхода к их определению. Для ловителей определяются коэффициенты трения контактирующих с направляющими элементов с использованием специального приспособления и натурной тензометрии; для ограничителей скорости пересчитываются коэффициенты трения с применением системы контроля натяжения канатов Henning MSM12v3 и формулы Эйлера для расчета величины силы трения для гибкой нити о неподвижный цилиндр; для гидравлических буферов подбираются параметры путем моделирования гидрогазодинамической системы с применением численных методов.

Ни одно устройство безопасности не делается на стадии проектирования «под ключ», это всегда итерационный процесс. Содержание расчетно-экспериментальных исследований осуществляется с использованием методов планирования экспериментов, которые позволяют получить описательные регрессионные модели, говоря современным языком, ROM-модели, выполнением минимального числа экспериментов, т. е. оптимизировать процесс по затратам времени и средств.

Безопасность применения и надежность работы — основополагающие требования, на которых базируется проектирование, изготовление и эксплуатация лифтового оборудования. В связи с этим устройства безопасности должны отвечать конструктивно-технологическим принципам: выполнять возлагаемые функции при эксплуатации, иметь простоту изготовления, сборки и монтажа, быть долговечными и надежными на всем сроке их службы, а также гарантировать безотказную работу. Помимо вышеперечисленных принципов, узлы безопасности должны быть экономичными в производстве и изготовлении, ремонтпригодными и доступными для технического обслуживания.

Устройства безопасности, изготавливаемые на ОАО «Могилевлифтмаш», отвечают всем заявленным требованиям, а также соответствуют современным тенденциям в лифтостроении. Так, например, конструкция ловителя сводит к минимуму пригоночные работы при сборке благодаря выполнению заданной точности конструкции при производстве.

Для выполнения требований безопасности, указанных в ТР ТС 011/2011 и ГОСТ 33984.1-2016, узлы безопасности должны обязательно пройти испытания и измерения согласно ГОСТ 33984.3-2017 [8], необходимые для подтверждения соответствия в форме сертификации.

На ОАО «Могилевлифтмаш» существует испытательный центр, где проводятся испытания устройств безопасности и проверяется их работа в соответствии с областью аккредитации. В испытательном центре расположены специальные стенды, которые позволяют испытать узлы безопасности и измерить параметры, рассчитанные теоретически аналитическими и численными методами, провести приемо-сдаточные испытания, сертификационные испытания и испытания работоспособности устройств безопасности.

Так, для проведения испытаний ловителей используется специальный стенд, на котором измеряется усилие и ускорение торможения, создаваемое ловителем в процессе работы. По окончании проведения испытаний на испытательном стенде отображается график, показывающий максимальное и минимальное значения усилия торможения, а также определяется величина среднего ускорения замедления и сравнения его с нормативным.

При проведении испытаний замка дверей шахты проверяется функционирование механических и электрических элементов замка, их прочность и долговечность в соответствующих условиях [8], измеряются величины вхождения запирающего элемента в ответную часть в момент срабатывания электрического устройства безопасности.

Испытания ограничителя скорости проходят на специальном стенде, на котором имеется возможность управления ускорением набора скорости, а также осуществляется определение скорости срабатывания ограничителя скорости и усилия, которое может быть создано при срабатывании ограничителя скорости для включения механизма ловителей.

Для испытания буферов используется стенд, на котором проводится измерение величины максимального ускорения груза, проверка способности буфера улавливать свободно падающий груз [8].

Помимо требований, предъявляемых [8], проводятся испытания основных показателей устройств безопасности, позволяющие в дальнейшем совершенствовать их конструкцию.

Для повышения конкурентоспособности, достижения оптимальных трудовых и материальных затрат, сокращения времени на производство, в том числе техническое обслуживание, монтаж, ремонт, проектирование и разработка устройств безопасности должны постоянно совершенствоваться.

В связи с этим ОАО «Могилевлифтмаш» привлекает к сотрудничеству сторонние организации для решения некоторых проблем, возникающих при модернизации устройств безопасности. Так, для развития ресурсной механики, помощи при расчетах на усталость и для обмена опытом по решению практических задач в области проектирования конструкций лифта с заданной долговечностью было привлечено государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». Также ОАО «Могилевлифтмаш» сотрудничает с учреждением образования «Белорусский государственный технологический университет» в направлении развития тяговых органов лифта в качестве альтернативной замены тяговых канатов.

На предприятии прорабатывается вопрос о влиянии формы канавки шкива ограничителя скорости на требуемую силу сцепления с канатом (рисунок 5). Задачей является управление коэффициентом трения между тяговым канатом и поверхностью ручья шкива в зависимости от грузоподъемности лифта.

В устройстве ловителя изучается вопрос о контроле и снижении коэффициента трения между роликом (колодкой) и направляющей, а также снижении повреждения поверхности направляющей ловителем в момент самозатягивания.

Для совершенствования конструкции замка двери шахты прорабатывается вопрос о замене существующих пластин груза замка на пластины из металла, который пойдет в отход (рисунок 6). Это позволит увеличить экономию металла и снизить себестоимость при изготовлении замка двери шахты. Также прорабатывается проектирование конструкции замка на распашные двери лифта.

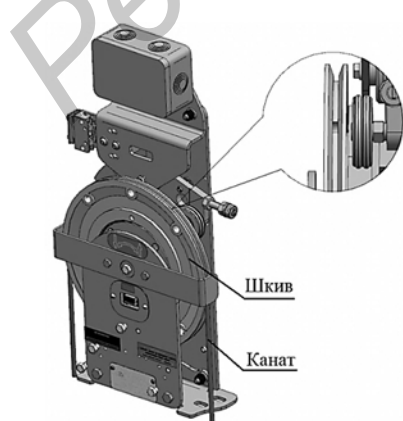


Рисунок 5. — Форма существующей тяговой канавки

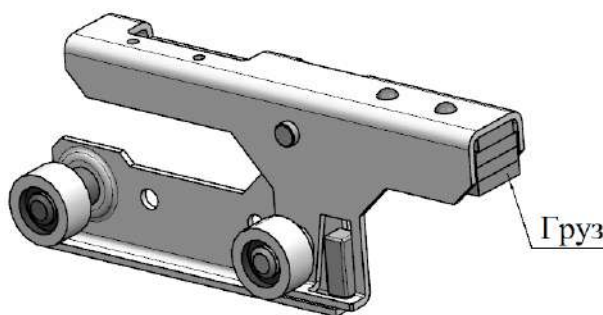


Рисунок 6. — Замок двери шахты лифта

При проектировании буферов помимо требований ГОСТ учитываются и такие факторы, как уменьшение глубины приямка, уменьшение массы кабины, увеличение скорости движения кабины, уменьшение рабочего хода плунжера буфера, обеспечивающего замедление кабины в момент аварийной ситуации. Гидравлический буфер (рисунок 7) является достаточно сложным техническим устройством. На текущий момент вопросы, требующие рассмотрения и решения, отсутствуют. На ОАО «Могилевлифтмаш» разработан и спроектирован гидравлический буфер для лифтов со скоростью движения 2,5 м/с, который на данный момент проходит необходимые испытания.

В целях снижения чувствительности к производственным и эксплуатационным условиям, повышения управляемости процессом создания, снижения стоимости с сохранением надежности на ОАО «Могилевлифтмаш» в настоящее время более подробно рассматриваются вопросы совершенствования конструкций при проектировании ловителей и ограничителя скорости лифта. К наиболее значимым относятся:

*а) для ловителей:*

- разработка ловителя с максимальным ходом упругого элемента, с постоянной силой торможения без увеличения габаритов для снижения чувствительности к состоянию направляющих, деформативности элементов самого ловителя, величины внедрения насечки при ее наличии в направляющую, максимизации зазоров между элементами ловителя и направляющими;
- использование в ловителе конструкционных сталей вместо инструментальных;
- обеспечение более легкого съема кабины или противовеса с ловителей;
- реализация динамических испытаний ловителей на стендах, имитирующих проведение динамических испытаний в лифте;
- формирование зависимости коэффициентов сопротивления от условий работы как функции от улавливаемой массы и скорости;
- разработка математической модели для термомеханического расчета ловителя;

*б) для ограничителя скорости:*

- разработка регрессионных расчетных моделей (ROM-модели), описывающих влияние материалов, обработки их поверхности, твердости, формы тяговой канавки на усилие протягивания каната;
- выявление зависимости износа канавки от числа срабатываний и его влияния на усилие протягивания;
- разработка математической модели взаимодействия каната и канавки шкива ограничителя скорости;



Рисунок 7. — Гидравлический буфер

- разработка методики проектирования ограничителей скорости;
- исследование работы ограничителей скорости на скоростях 2,5 м / с и выше.

Шагом к совершенствованию методической и аппаратной частей процесса испытаний можно считать испытания устройств безопасности и других элементов лифта «на земле», т. е. без установки их в действующий лифт. Это позволяет:

- задействовать персонал, не имеющий доступа в шахту, т. е. повысить число участников процесса и его производительность;
- обеспечить большую доступность к испытываемому объекту;
- реализовать большую универсальность за счет отсутствия ограничений, накладываемых шахтой;
- реализовать форсирование испытаний, что сложно сделать в составе лифта ввиду ограничений, накладываемых характеристиками узлов, являющихся частью лифта, но не объектом испытаний;
- главным, на наш взгляд, преимуществом испытаний «на земле», является необходимость повышения уровня собственных знаний и компетенций для организации подобных испытаний ввиду требований к непротиворечивой трактовке результатов и переноса их на работу узла в составе лифта. Ведь отделение части от целого требует досконального понимания особенностей работы этой части в составе целого и ее неискажение. Как отмечалось ранее, это достигается применением расчётно-экспериментальных подходов, а также проведением направленных экспериментов для определения требуемых параметров.

**Заключение.** Подробно описаны электромеханические устройства безопасности лифта, предъявляемые к ним требования, а также задачи процесса проектирования для совершенствования имеющихся устройств безопасности. Рассмотрены подходы к решению вопросов модернизации устройств безопасности на ОАО «Могилевлифтмаш», описаны методы проведения испытаний на специальных стендах предприятия, которые позволяют измерить основные параметры, рассчитанные теоретически аналитическими и численными методами, а также показатели, позволяющие в дальнейшем усовершенствовать конструкцию устройств безопасности. В статье обозначены наиболее значимые для ОАО «Могилевлифтмаш» в настоящее время задачи совершенствования конструкций при проектировании ловителя и ограничителя скорости.

#### Список цитируемых источников

1. Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов : ГОСТ 33984.1-2016 (EN 81-20:2014) ; введ. 01.11.2018. — М. : Стандартинформ, 2017.
2. Лифты. Термины и определения : ГОСТ 33605-2015 ; введ. 01.01.2017. — М. : Стандартинформ, 2019.
3. *Архангельский, Г. Г.* Гидравлические лифты: конструкция, монтаж и обслуживание : учеб. пособие / Г. Г. Архангельский ; М-во образования и науки Рос. Федерации, ФГБОУ ВПО «Моск. гос. строит. ун-т». — М. : МГСУ, 2013. — 272 с.
4. Лифты : учеб. для вузов / под общ. ред. Д. П. Волкова. — М. : АСВ, 1999. — 480 с. : ил.
5. *Непша, Д. В.* Параметры контактно-силового взаимодействия элементов ловителя плавного торможения в процессе аварийной остановки / Д. В. Непша, В. Н. Клочков, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2021. — № 4 (73). — С. 45—55. — DOI 10.53078/20778481\_2021\_4\_45.
6. Выбор конструкции детали как определяющий фактор технологичности и себестоимости ее изготовления на примере деталей ограничителя скорости лифта, получаемых лазерной резкой вместо их отливки с последующей механической обработкой / Т. В. Лапцевич, А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2022. — № 3 (76). — С. 52—59. — DOI 10.53078/20778481\_2022\_3\_52.
7. Разработка центробежного двухстороннего ограничителя скорости лифта и оптимизация его выходных характеристик на основании анализа влияния сил трения в звеньях механизма / А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, К. Н. Князев [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. — 2021. — Т. 10. — С. 107—115.
8. Лифты. Правила и методы исследований (испытаний) и измерений при сертификации устройств безопасности лифтов. Правила отбора образцов : ГОСТ 33984.3-2017 (EN 81-50:2014) ; введ. 01.11.2018. — М. : Стандартинформ, 2017.

Поступила в редакцию 25.09.2024.

**PROCESSES AND MACHINES OF AGROENGINEERING SYSTEMS**

УДК 621.89.097.2

**А. А. Пивоварчик**<sup>1</sup>, кандидат технических наук, доцент,

**А. К. Гавриленя**<sup>2</sup>, кандидат технических наук, доцент

<sup>1</sup>Учреждение образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», ул. Ожешко, 22, 230021 Гродно, Республика Беларусь, +375 (29) 876 68 24, Pivovarchik\_AA@grsu.by

<sup>2</sup>Учреждение образования «Барановичский государственный университет», ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (29) 22 259 33, AndrejGavrilena@mail.ru

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ  
ПОЛУСИНТЕТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ В ПРОЦЕССЕ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОБУСОВ МОДЕЛИ МАЗ-226**

Целью настоящей работы является исследование кинематической вязкости и температуры вспышки в открытом тигле полусинтетических трансмиссионных масел при увеличении пробега автобусов модели МАЗ-226.

Научная новизна работы состоит в получении новых экспериментальных данных по изменению кинематической вязкости и температуры вспышки в открытом тигле полусинтетических трансмиссионных масел зарубежных марок при увеличении пробега автобуса.

Введение содержит краткую информацию по требованиям, предъявляемым к кинематической вязкости и температуре вспышки в открытом тигле полусинтетических трансмиссионных масел, используемых в трансмиссии автобусов модели МАЗ-226.

В основной части описана методика проведения исследований по определению изменения кинематической вязкости при 100 °С и температуры вспышки в открытом тигле полусинтетических трансмиссионных масел в зависимости от величины пробега транспортного средства. Установлено, что лучший результат по изменению кинематической вязкости при температуре 100 °С и температуры вспышки в открытом тигле после пробега автобуса модели МАЗ-226 110 тыс. км наблюдается при использовании полусинтетических трансмиссионных масел марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90.

Результаты исследований будут полезны инженерам-механикам при выборе марок полусинтетических трансмиссионных масел, используемых в дизельных двигателях внутреннего сгорания в целях увеличения надежности и работоспособности основных узлов трансмиссии автобусов.

**Ключевые слова:** автобус; трансмиссионное масло; кинематическая вязкость; температура вспышки в открытом тигле; пробег.

Табл. 2. Библиогр.: 7 назв.

**А. А. Pivovarchyk**<sup>1</sup>, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,

**А. К. Haurylenia**<sup>2</sup>, PhD in Technical Sciences, Associate Professor

<sup>1</sup>Institution of Education “Yanka Kupala State University of Grodno”, 22 Ozhesko Str., 230021 Grodno, the Republic of Belarus, +375 (29) 876 68 24, Pivovarchik\_AA@grsu.by

<sup>2</sup>Institution of Education “Baranavichy State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranavichy, the Republic of Belarus, +375 (29) 22 259 33, AndrejGavrilena@mail.ru

**RESEARCH OF THE PERFORMANCE PROPERTIES OF SEMI-SYNTHETIC  
TRANSMISSION OILS DURING THE OPERATION OF MAZ-226 MODEL BUSES**

The purpose of this work is to study the kinematic viscosity and flash point in an open crucible of semi-synthetic transmission oils with an increase in the mileage of the MAZ-226 model buses.

The scientific novelty of the work consists in obtaining new experimental data on the changes in the kinematic viscosity and flash point in an open crucible of foreign brands semi-synthetic transmission oils with an increase in the the bus mileage.

The introduction contains brief information on the requirements for kinematic viscosity and flash point in an open crucible of semi-synthetic transmission oils used in the transmission of MAZ-226 buses.

The main part describes a research methodology for determining changes in kinematic viscosity at 100 °C and flash point in an open crucible of semi-synthetic transmission oils, depending on the vehicle mileage. It has been found that the best result in changing the kinematic viscosity at a temperature of 100 °C and the flash point in an open crucible after running the MAZ-226 bus model 110 thousand km is observed when using semi-synthetic transmission oils of Lukoil TM-5 75W-90 and Gazpromneft 80W-90 brands.

The research results will be useful to mechanical engineers when choosing brands of semi-synthetic transmission oils used in diesel internal combustion engines in order to increase the reliability and operability of the main transmission components of buses.

**Key words:** bus; transmission oil; kinematic viscosity; flash point in an open crucible; mileage.

Table 2. Ref.: 7 titles.

**Введение.** В настоящее время на внутреннем рынке Республики Беларусь доступны различные марки трансмиссионных масел (далее — ТМ), необходимых для технической эксплуатации и обслуживания транспортных средств различных категорий. На рынке присутствует более 20 зарубежных производителей, реализующих под своим брендом различные марки ТМ. Наиболее известными ТМ являются: Castrol Transmax Dell III, «Лукойл ТМ-5», Gazpromneft, Mannol Extra Getriebeoel, Motul ATF VI. Следует отметить, что выбор конечными потребителями ТМ основывается, как правило, на информации, указываемой производителем, которая в большинстве случаев носит рекламный характер. На выбор потребителя также оказывает влияние стоимость ТМ, его доступность и возможность централизованной закупки. При этом должны учитываться научные, аналитические и экспериментальные данные, полученные при исследовании ТМ в процессе эксплуатации конкретных моделей транспортных средств. Следует отметить фактор достоверности полученных результатов, заключающийся в невозможности подбора транспортных средств, имеющих абсолютно идентичные технические характеристики в момент проведения экспериментов. С данной точки зрения, наиболее подходящими являются новые транспортные средства. Однако новые транспортные средства находятся на гарантийном обслуживании, и их владелец в выборе марки ТМ строго придерживается рекомендаций завода-изготовителя, так как в случае использования иного ТМ транспортное средство будет снято с гарантийного обслуживания. Тем не менее экспериментальный подход также должен применяться при выборе потребителем необходимой марки ТМ.

Известно, что к числу основных эксплуатационных свойств ТМ относят кинематическую вязкость при температурах 100 и 40 °C, а также температуру вспышки в открытом тигле. В свою очередь, в работах [1—3] авторы отмечают, что смазывающая способность ТМ — это способность снижать сопротивление движению (уменьшать силы трения) и предупреждать изнашивание трущихся деталей в условиях жидкофазного и граничного режимов. Это обеспечивается за счет образования (адсорбции) на твердой поверхности прочной масляной пленки. Смазывающая способность ТМ возрастает по мере увеличения кинематической вязкости масла [1]. Также известно, что у ТМ температура вспышки в открытом тигле должна быть как можно выше, т. е. максимально длительный срок сохранять свое первоначальное значение [1]. Согласно литературным данным [1—3], температура вспышки в открытом тигле для ТМ зарубежных и отечественных производителей должна быть более 175 °C и, как правило, находиться в пределах от 180 до 230 °C и реже чуть выше 230 °C.

Целью данной работы является изучение изменения кинематической вязкости и температуры вспышки в открытом тигле полусинтетических ТМ при эксплуатации автобусов модели MAZ-226, что позволит определить оптимальные сроки замены ТМ.

**Материалы и методы исследования.** Экспериментальные исследования эксплуатационных свойств ТМ в зависимости от пробега автобусов модели MAZ-226, оборудованных мостами производства Hande Axle, проводили с использованием полусинтетических ТМ марок Castrol Transmax Dell III 80W-90, «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90. Методика проведения исследований по определению кинематической вязкости ТМ при температуре 100 °C с точки зрения выбора необходимого лабораторного оборудования приведена в работе [2]. Интервал отбора пробы ТМ для проведения исследований составлял

10 тыс. км после 80 тыс. км пробега. Автобусы перед заливкой ТМ имели пробег, равный 110,8 и 102,5 тыс. км. Кинематическую вязкость при температуре 100 °С выбранных для исследования полусинтетических ТМ определяли по ГОСТ 33-2000 «Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости». Методика проведения исследований по определению кинематической вязкости при температуре 100 °С с точки зрения порядка отбора проб ТМ для проведения экспериментов представлена в научных работах [4—7]. ТМ заливали в трансмиссии в установленном при замене объеме до необходимого уровня. Температуру вспышки в открытом тигле при исследовании ТМ определяли в соответствии с требованиями ГОСТ 4333-2014 «Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле».

Согласно требованиям, изложенным в руководстве по эксплуатации автобуса модели МАЗ-226, ведущий мост должен быть заправлен ТМ в соответствии с руководством по эксплуатации моста *Hande Axle*. При выборе применяемого масла следует руководствоваться условиями эксплуатации автобуса. Первая замена масла ведущего моста *Hande Axle HDZ386* проводится через 4—5 тыс. км пробега. В дальнейшем замена масла проводится через каждые 100 тыс. км пробега или один раз в год. Рекомендуются для использования в Республике Беларусь являющиеся ТМ, соответствующие классу GL-5 и классификации по SAE 75W-80 и 80W-90.

**Результаты исследования и их обсуждение.** В таблице 1 представлены результаты исследования по определению изменения кинематической вязкости при температуре 100 °С полусинтетических ТМ в процессе эксплуатации автобуса модели МАЗ-226. Показано, что кинематическая вязкость при температуре 100 °С во всех исследуемых образцах полусинтетических ТМ с увеличением пробега уменьшается, что происходит ввиду естественного «старения» трансмиссионного масла. Определено, что изначально полусинтетические ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и *Gazpromneft 80W-90* имеют более высокую кинематическую вязкость при температуре 100 °С (16,1 и 14,3 мм<sup>2</sup>/с соответственно), что более чем в 1,9 раза превышает исходное значение кинематической вязкости ТМ марки *Castrol Transmax Dell III 80W-90* (7,2 мм<sup>2</sup>/с).

При использовании ТМ марки *Castrol Transmax Dell III 80W-90* при пробеге автобуса модели МАЗ-226 110 тыс. км кинематическая вязкость при температуре 100 °С снижается с 7,2 до 5,1 мм<sup>2</sup>/с, а при использовании ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и *Gazpromneft 80W-90* при аналогичном значении пробега транспортного средства кинематическая вязкость при температуре 100 °С снижается с 16,1 до 14,0 мм<sup>2</sup>/с и с 14,3 до 12,4 мм<sup>2</sup>/с соответственно (см. таблицу 1). Наиболее интенсивное снижение кинематической вязкости при температуре 100 °С у всех ТМ наблюдается после 90 тыс. км пробега. Показано, что после пробега транспортным средством 100 тыс. км кинематическая вязкость при температуре 100 °С в ТМ марки *Castrol Transmax Dell III 80W-90* снижается до 5,7 мм<sup>2</sup>/с (на 1,5 мм<sup>2</sup>/с), а при использовании ТМ «марок Лукойл ТМ-5 75W-90» и *Gazpromneft 80W-90* — до 14,6 (на 1,1 мм<sup>2</sup>/с) и до 13,2 мм<sup>2</sup>/с (на 0,9 мм<sup>2</sup>/с) соответственно.

Т а б л и ц а 1. — Результаты изменения кинематической вязкости при температуре 100 °С различных зарубежных полусинтетических ТМ

Пробег автобуса модели МАЗ-226, тыс. км	Кинематическая вязкость при температуре 100 °С в исследуемых синтетических ТМ, мм <sup>2</sup> /с		
	Castrol Transmax Dell III 80W-90	Лукойл ТМ-5 75W-90	Gazpromneft 80W-90
Исходное значение	7,2	16,1	14,3
80	7,0	15,7	14,1
90	6,6	15,3	13,7
100	5,7	14,6	13,2
110	5,1	14,0	12,4

В результате проведенных экспериментов установлено, что после 100 тыс. км пробега кинематическая вязкость при температуре 100 °С во всех исследуемых полусинтетических ТМ снизилась в пределах от 11,5 (Gazpromneft 80W-90) до 29,2 % (Castrol Transmax Dell III 80W-90). Данное изменение кинематической вязкости при температуре 100 °С свидетельствует о том, что не все исследуемые ТМ обладают высокими эксплуатационными свойствами по вышеуказанному показателю. В соответствии с данными научной работы [2] ТМ следует заменить при изменении исследуемого показателя более чем на 20 % от исходного значения, что, как правило, наблюдается по истечении установленного нормативной документацией срока замены ТМ.

Проведенные исследования показали (таблица 2), что температура вспышки в открытом тигле во всех исследуемых образцах полусинтетических ТМ с увеличением пробега уменьшается, что также является следствием естественного «старения» трансмиссионного масла. Следует отметить, что изначально полусинтетическое ТМ марки Gazpromneft 80W-90 имеет более высокую температуру вспышки в открытом тигле (230 °С), что на 14—18 °С превышает исходное значение температуры вспышки в открытом тигле ТМ марок Castrol Transmax Dell III 80W-90 (216 °С) и «Лукойл ТМ-5 75W-90» (212 °С).

Т а б л и ц а 2. — Результаты изменения температуры вспышки в открытом тигле в исследуемых зарубежных полусинтетических ТМ

Пробег автобуса модели МАЗ-226, тыс. км	Температура вспышки в открытом тигле в исследуемых синтетических ТМ, °С		
	Castrol Transmax Dell III 80W-90	Лукойл ТМ-5 75W-90	Gazpromneft 80W-90
Исходное значение	216	212	230
80	215	211	229
90	213	210	227
100	210	208	224
110	206	206	221

При использовании ТМ марки Castrol Transmax Dell III 80W-90 при пробеге автобуса модели МАЗ-226 110 тыс. км температура вспышки в открытом тигле снижается с 216 до 206 °С, а для ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90 при аналогичном значении пробега транспортного средства температура вспышки в открытом тигле снижается до 206 и 221 °С соответственно. Наиболее интенсивное снижение значения температуры вспышки в открытом тигле у всех исследуемых ТМ наблюдается после 90 тыс. км пробега. Показано (см. таблицу 2), что после пробега транспортным средством 100 тыс. км температура вспышки в открытом тигле в ТМ марки Castrol Transmax Dell III 80W-90 снизилась до 210 °С (на 6 °С), при использовании ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90 — до 208 (на 4 °С) и 224 °С (на 6 °С) соответственно.

В результате проведенных экспериментов установлено, что при пробеге автобуса модели МАЗ-226 100 тыс. км значение температуры вспышки в открытом тигле в исследуемых полусинтетических ТМ в сопоставлении с исходным значением снизилось на величину в пределах от 1,9 (Лукойл ТМ-5 75W-90) до 2,8 % (Castrol Transmax Dell III 80W-90). Данное изменение температуры вспышки в открытом тигле свидетельствует о том, что все исследуемые ТМ обладают достаточно высокой температурой вспышки в открытом тигле. В научных работах [2; 3] указано, что ТМ следует заменить при изменении температуры вспышки в открытом тигле более чем на 20 % от исходного значения, что наблюдается по истечении установленного нормативной документацией срока замены ТМ.

**Заключение.** По результатам исследования установлено, что лучший показатель по изменению кинематической вязкости при температуре 100 °С и температуры вспышки в открытом тигле при пробеге автобуса модели МА3-226 110 тыс. км наблюдается в полусинтетических ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90. Следовательно, использование полусинтетических ТМ марок «Лукойл ТМ-5 75W-90» и Gazpromneft 80W-90 позволит увеличить надежность и работоспособность основных узлов трансмиссии автобусов модели МА3-226.

#### Список цитируемых источников

1. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости : учеб. пособие / В. В. Остриков, С. А. Нагорнов, О. А. Клейменов [и др.]. — Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. — 304 с.
2. Методы контроля и результаты исследования состояния трансмиссионных и моторных масел при их окислении и триботехнических испытаниях : монография / В. И. Верещагин, В. С. Янович, Б. И. Ковальский [и др.]. — Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2017. — 208 с.
3. Селезнев, М. В. Динамика изменения кинематической вязкости трансмиссионного масла в среднем мосту автомобилей КамАЗ / М. В. Селезнев // Проблемы научной мысли. — 2017. — Т. 1, № 10. — С. 69—74.
4. Пивоварчик, А. А. Исследование температурно-вязкостных показателей полусинтетических моторных масел, используемых в дизельных двигателях механических транспортных средств / А. А. Пивоварчик, А. И. Сергей // Веснік Гродзенскага дзяржаўнага ўніверсітэта імя Я. Купалы. Серыя 6, Тэхніка. — 2019. — Т. 9, № 1. — С. 78—87.
5. Пивоварчик, А. А. Исследование вязкостно-температурных показателей полусинтетических моторных масел, используемых в бензиновых двигателях механических транспортных средств / А. А. Пивоварчик, А. К. Гавриленя, О. Д. Заболотный // Вестник БарГУ. Серия «Технические науки». — 2021. — № 1 (9). — С. 70—76.
6. Пивоварчик, А. А. Исследование эксплуатационных показателей полусинтетических моторных масел марки SAE 10W40, используемых в бензиновых двигателях / А. А. Пивоварчик, А. К. Гавриленя, О. Д. Заболотный // Вестник БарГУ. Серия «Технические науки». — 2021. — № 1 (9). — С. 77—84.
7. Пивоварчик, А. А. Исследование эксплуатационных показателей синтетических моторных масел, используемых в бензиновых двигателях легковых механических транспортных средств / А. А. Пивоварчик, А. С. Корольков, Н. Н. Алифировец // Веснік Гродзенскага дзяржаўнага ўніверсітэта імя Я. Купалы. Серыя 6, Тэхніка. — 2021. — Т. 11, № 2. — С. 21—27.

Поступила в редакцию 28.03.2024.

## ПАМЯТКА ДЛЯ АВТОРОВ

*Научная концепция журнала предполагает публикацию современных достижений в области технических наук; представление результатов фундаментальных и прикладных исследований, а также результатов, полученных в производственных условиях областей, включая результаты национальных и международных исследований. Статьи аспирантов, докторантов и соискателей последнего года обучения публикуются вне очереди при условии их полного соответствия требованиям, предъявляемым к научным публикациям.*

*Публикация статей в журнале бесплатная.*

*Статьи принимаются на русском, белорусском и английском языках.*

*Подробные правила для авторов представлены на официальном сайте БарГУ (URL: [https://publish.barsu.by/index.php/technik\\_science/index](https://publish.barsu.by/index.php/technik_science/index)).*

## INSTRUCTIONS FOR AUTHORS

*The scientific strategy of the journal suggests publishing modern achievements in the fields of Engineering sciences; presentation of the results of fundamental and applied research, as well as the results obtained under production conditions, both at the domestic and international level. Articles by postgraduate and doctoral students in their final year of traineeship are published out of turn if they are written in strict conformity with the specified requirements.*

*Publication of articles is free.*

*Articles can be written in the Russian, Belarusian or English languages.*

*More detailed instructions for authors can be found on the official website of BarSU (URL: [https://publish.barsu.by/index.php/technik\\_science/index](https://publish.barsu.by/index.php/technik_science/index)).*

*ДЛЯ ЗАМЕТОК*

Репозиторий БарГУ