

Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Б

P

Я

Η

K

2016(2)

Научно-технический ВЕСТНИК Брянского государственного университета

Nº 2 2016

Химические науки Технические науки Науки о Земле

Nauchno-tekhnicheskiy VESTNIK Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta

Scientific and Technical Journal of Bryansk State University

> Nº 2 2016

Chemical Sciense
Engineering Sciense
Earth Sciense

ББК 74.580.4 H-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2016). Брянск: РИО БГУ, 2016. — Точка доступа: http://ntv-brgu.ru Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2016

Председатель Редакционного совета:

A.B. Aнтюхов — доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского.

Редакционная коллегия:

- Я.Г. Авдеев доктор химических наук, ведущий научный сотрудник Института физической химии и электрохимии РАН (г. Москва);
- Д.В. Артамонов доктор технических наук, директор Политехнического института Пензенского государственного университета;
- Π .М. Ахромеев кандидат географических наук, заведующий кафедрой Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (заместитель главного редактора);
- *И.В. Барынкина* кандидат педагогических наук, заведующая кафедрой Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;
- C.П. Белов кандидат химических наук, доцент Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;
- А.В. Вершинский доктор технических наук, заведующий кафедрой Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
- *А.М. Воронин* кандидат педагогических наук, декан факультета технологии и дизайна Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;
- *В.В. Ерохин* доктор технических наук, профессор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;
- *А.П. Катровский* доктор географических наук, научный руководитель Смоленского гуманитарного университета;
- *А.А. Короткий* доктор технических наук, заведующий кафедрой Донского государственного технического университета (г. Ростов-на-Дону);
- С.А. Куролап доктор географических наук, заведующий кафедрой Воронежского государственного университета;
- А.В. Лагерев доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (главный редактор);
- *И.А.* Лагерев кандидат технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского;
- *И.В. Мельников* кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (ответственный секретарь):
- В.М. Пашкевич доктор технических наук, проректор по научной работе Белорусско-Российского университета (г. Могилев, Беларусь);
- *И.А. Полянин* доктор технических наук, заведующий кафедрой Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола);
- С.В. Шлеев доктор химических наук, профессор Университета Мальмё (Швеция);
- *Н.Г. Ярушкина* доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета;
- O.C. Щетинская кандидат химических наук, доцент Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (заместитель главного редактора).

Editorial Council Chairman:

A.V. Antyukhov – Doctor of Philological Sciences, Professor, Rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University.

Editorial Board:

- *Ya.G. Avdeev* Doctor of Chemical Sciences, Leading Researcher of the Institute of Physical Chemistry and Electrochemistry RAS (Moscow);
- *I.V. Barynkina* Candidate of Pedagogical Sciences, Head of chair at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;
- D.V. Artamonov Doctor of Technical Sciences, Director of Polytechnic Institute at Penza State University;
- *L.M. Akhromeev* Candidate of Geographical Sciences, Head of chair at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (vice chief editor);
- S.P. Belov Candidate of Chemical Sciences, Associate professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;
- A.V. Vershinsky Doctor of Technical Sciences, Head of chair Moscow State Technical University named N.E. Bauman;
- A.M. Voronin Candidate of Pedagogical Sciences, Dean of Technology and Design Faculty at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;
- V.V. Erokhin Doctor of Technical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;
- A.P. Katrovskiy Doctor of Geographical Sciences, Scientific director at Smolensk Humanitarian University;
- A.A. Korotky Doctor of Technical Sciences, Head of chair at Donskoy State Technical University;
- S.A. Kurolap Doctor of Geographical Sciences, Head of chair at Voronezh State University;
- A.V. Lagerev Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (**chief editor**);
- I.A. Lagerev Candidate of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University;
- I.V. Melnikov Candidate of Biological Sciences, Chief of Editorial-publishing Departament at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (executive secretary);
- V.M. Pashkevich Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Belarusian-Russian University (Belarus Republic, Mogilev);
- I.A. Polyanin Doctor of Technical Sciences, Head of chair at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola);
- S. V. Shleev Doctor of Chemical Sciences, Professor at Malmö University (Sweden, Malmö);
- N.G. Yarushkina Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Ulyanovsk State Technical University;
- O.S. Shchetinskaya Candidate of Chemical Sciences, Associate professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (vice chief editor).

Электронный журнал «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации: Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.

16+

Ответственность за точность фактологического материала, используемого в статьях, несут авторы.

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

Ерохин В.В. (Брянск) Поводковая оснастка и ее технологические возможности	8
Коршунов В.Я. (Брянск) Экспериментальные исследования зависимости относительной величины скрытой энергии от условий процесса абразивного трения	20
Лагерев И.А. (Брянск) Оптимизация упругих элементов демпферных устройств для цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин	27
Титов Н.А. (Комсомольск-на-Амуре) Нелинейные конечноэлементные расчеты в задачах прочности подъемно- транспортных машин	51
Транспортное, горное и строительное машиностроение	
Бословяк П.В., Зуева Е.П. (Брянск) Сравнительный анализ металлоконструкций стационарного конвейера с подвесной лентой	59
Гончаров К.А. (Брянск) Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий	66
Лагерев И.А., Мильто А.А., Лагерев А.В. (Брянск) Моделирование поворотного движения крано-манипуляторной установки при повышенных зазорах в шарнирных соединениях звеньев	71
Самсонов А.В. (Брянск) Моделирование динамики мехатронного модуля гибкого тягового органа канатной дороги	81
Энергетика	
Лагерева Э.А. (Брянск) Особенности проведения обследования теплопотребления при разработке комплексного плана по энергосбережению образовательного учреждения высшего образования	86
Металлургия и материаловедение	
Пустовойт В.Н., Кузьмина В.А., Долгачев Ю.В. (Ростов-на-Дону) Структурные особенности перлитного превращения в магнитном поле	97
науки о земле	
Платонов А.А., Марков Д.О. (Волгоград) Использование геоинформационных систем в задачах управления твердыми бытовыми отходами	101

НОВЫЕ ОБЪЕКТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ БРЯНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Лагерев А.В., Лагерев И.А.	
Патент RU № 160562 на полезную модель «Трехзвенный гидравлический	
кран-манипулятор»	107

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

Erokhin V.V. (Bryansk) Driver machine-tool adaptations and its technological capabilities	8
Korshunov V. Ya. (Bryansk) Experimental study of the dependence of the relative magnitude of latent energy from the process conditions of abrasive friction	20
Lagerev I.A. (Bryansk) Optimization of elastic elements of a damping devices for cylindrical hinges in crane-manipulating installations of mobile machines	27
Titov N.A. (Komsomolsk-on-Amur) Nonlinear finite element calculations in problems of strength of lifting-transport machines	51
Transport, Mining and Construction Machinery	
Boslovyak P.V., Zueva E.P. (Bryansk) Comparative analysis of steel structures stationary conveyors with hanging belt	59
Goncharov K.A. (Bryansk) Substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process	66
Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. (Bryansk) Modeling of rotary movement of the articulating crane with increased gaps in the hinge joints of the links	71
Samsonov A.V. (Bryansk) Cable railway mechatronic drive dynamics simulation	81
Power Engineering	
Lagereva E.A. (Bryansk) Features of the survey of heat consumption in the development of a comprehensive plan for energy efficiency institution of higher education	86
Metallurgy and Material Science	
Pustovoyt V.N., Kuzmina V.A., Dolgachev Yu.V. (Rostov-on-Don) Structural features pearlite transformation in a magnetic field	97
EARTH SCIENCE	
Platonov A.A., Markov D.O. (Volgograd) Using geographic informations systems for solid waste management	101
NEW OBJECTS OF INTELLECTUAL PROPERTY ACADEMICIAN I.G. PETROVSKII BRYANSK STATE UNIVERSITY	
Lagerev A.V., Lagerev I.A. Patent RU 160562. The three-tier hidraulic crane-manipulator	107

УДК 621.9.06; 621.7.07

ПОВОДКОВАЯ ОСНАСТКА И ЕЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ

В.В. Ерохин

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье рассматриваются конструкции поводковых приспособлений на базе жесткого и плавающего центра для станков токарной группы, а также их технологические возможности в обеспечении качества обрабатываемых заготовок. Основной характеристикой эффективной работоспособности поводкового устройства принята его зажимная способность и обеспечение размерной точности обработки поверхностей заготовок. Зажимная способность поводковой оснастки определяется через параметр максимального крутящего момента, который может быть передан обрабатываемой заготовке. Приводятся основные достоинства и недостатки различных конструктивных решений поводковых станочных приспособлений. Представлены данные точности и производительности обработки, по жесткости поводковых устройств с различными типами поводковых элементов Ключевые слова: станочные приспособления, качество, точность, производительность обработки, эксплуатационные свойства.

Введение. К поводковой оснастке относятся:

- поводковые патроны;
- поводковые центры;
- хомутики.

Поводковые патроны — это поводковые устройства, предназначенные для передачи крутящего момента заготовке (объекту) и закрепленные на элементах станка (шпинделе, планшайбе, столе, съемной плите и т.п.).

Поводковые центры – это поводковые устройства, предназначенные как для передачи крутящего момента заготовке (объекту), так и для ее (его) базирования и установленные в шпинделе станка.

Хомутики – это поводковые устройства, закрепленные на заготовке (объекте) и предназначенные для передачи ей (ему) крутящего момента.

Поводковая оснастка в основном применяется на токарных и круглошлифовальных операциях при обработке заготовок различного конструктивного исполнения.

Поводковые патроны [1-3] наиболее широкое распространение получили в крупносерийном и массовом производстве при обработке заготовок по типовым технологическим процессам. Здесь подразумевается, что в типовой номенклатуре деталей имеются сходные конструктивные элементы, по которым возможно обеспечить передачу крутящего момента без смены или изменения базовой сборочной единицы приспособления, т.е. необходимо заменить только наладки приспособления. При обработке новой заготовки из типовой номенклатуры переналадка осуществляется за счет смены либо поводковых элементов, либо базирующего элемента (технологический центр, оправка), который ни кинематически и ни механически не связан с патроном.

Поводковые центры [1-3] могут применяться в любом типе производства (от единичного до массового) при обработке заготовок, имеющих однотипные поводковые торцы (по нему передается крутящий момент от поводкового центра) и базирующие технологические центровые отверстия. В случае формообразования различных видов заготовок переналаживание станочного приспособления происходит только заменой поводковой части устройства.

Хомутики, предназначенные для токарных и шлифовальных работ, в зависимости от конструктивного исполнения заготовки могут не обеспечить ее обработку за один технологический установ. Контактирование поводка с хомутиком происходит по одному локальному месту (точке, линии, плоскости, поверхности), а значит, это обеспечивает наихудшую несимметричность расположения в пространстве сил давления поводка на поводковый хомутик, что обуславливает наихудшие показатели макроотклонений (отклонение от цилиндричности, круглости, радиального и торцового биения и т.п.) формообразующей поверхности при резании [1, 2]. Такие поводковые устройства затруднительно и неэффективно использо-

вать в автоматизированном режиме изготовления деталей на металлорежущих станках. Это является основным недостатком хомутиков. Однако преимущество таких устройств является их простая конструкция, высокая эксплуатационная надежность и низкая себестоимость.

Основная часть. Все вышерассмотренные недостатки устраняются применением поводковых устройств на базе неподвижного центра [1, 2]. Передача крутящего момента заготовке может осуществляться как за счет внедрения в торец заготовки самоустанавливающихся или самоврезающихся плавающих поводковых элементов (рис $1, \delta$), так и за счет автоматического западания поводковых элементов в предварительно созданные в торце заготовки поводковые поверхности (рис. 1, a). Следует заметить, что поводковые центры, осуществляющие передачу крутящего момента за счет внедрения поводковых элементов в торец заготовки, не могут быть использованы на круглошлифовальных станках.

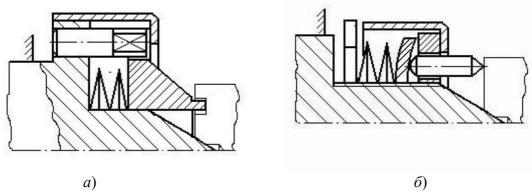


Рис. 1. Конструктивные схемы поводковых центров на базе жесткого центра: a — передача крутящего момента осуществляется по предварительно подготовленным поверхностям в торце заготовки; δ — передача крутящего момента осуществляется за счет внедрения в торец заготовки поводковых элементов

Для определения конструктивных параметров поводковых устройств на рис. 2 представлена их классификация по значащим для этих параметров признакам [6].

Поводки (поводковые элементы) могут быть различного конструктивного исполнения. Поводки, внедряемые в торец заготовки, имеют следующие конструктивные формы (рис. 3).

Конструктивные формы поводков, автоматически западаемых в предварительно подготовленные поводковые поверхности, могут быть различной конфигурации. По условиям технологичности получения поводковой поверхности в торце заготовки поводковые поверхности имеют следующие формы: лунки круглого или кольцевого сечений. Последние располагаются с эксцентриситетом относительно оси вращения заготовки [1-3].

При установке заготовки (рис. 4, a) в поводковое устройство на базе плавающего центра и на задний вращающийся центр, плавающий центр 2 может не касаться отверстия корпуса приспособления 1, и положение закрепленной заготовки определяется положением вдавливаемых поводковых элементов 3. Исходя из этого, можно отметить, что жесткость технологической системы на уровне базирования заготовки на передний центр определяется жесткостью поводковых элементов и поводкового устройства, а также контактной жесткостью между поводковым элементом и корпусом приспособления, между сопряжением поверхности поводкового элемента с поверхностью заготовки. Следовательно, жесткость технологической системы на уровне базирования заготовки на передний центр можно считать постоянной, если соблюдаются следующие условия:

- а) в процессе обработки плавающий центр не касается отверстия корпуса поводкового приспособления;
- б) рабочие поверхности поводкового элемента имеют форму симметричную в любом направлении (конус);

в) поводковый элемент не является плавающим, т.е. жестко соединен с корпусом поводкового приспособления.



Рис. 2. Классификация поводковых устройств из условия обеспечения конструктивных показателей качества

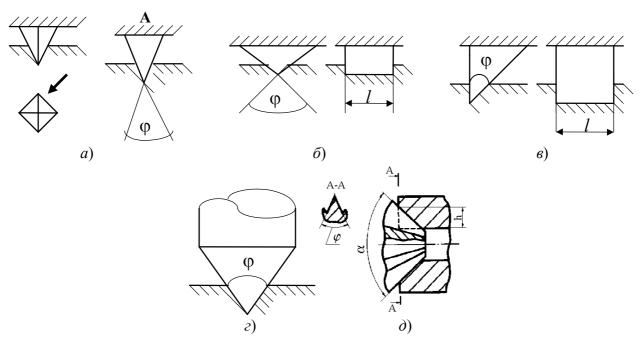


Рис. 3. Конструктивные формы поводков: a – пирамида; δ – клин; ϵ – сухарь; ϵ – конус; δ – зубья (передача момента по отверстию)

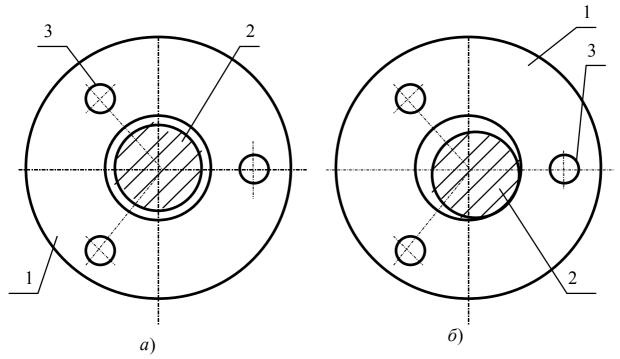


Рис. 4. Местоположение плавающего центра: a — центр не касается отверстия корпуса поводкового устройства; δ — центр касается отверстия корпуса.

При установке заготовки (рис. 4, б) на плавающий передний центр поводкового устройства и на задний вращающийся центр, плавающий центр 2 может касаться отверстия корпуса приспособления 1. В этом случае положение закрепленной заготовки определяется положением вдавливаемых поводковых элементов 3 и плавающим передним центром. Выводом из этого является то, что жесткость технологической системы на уровне переднего центра определяется жесткостью поводковых элементов, поводкового устройства, переднего центра, а также контактной жесткостью между: поводковым элементом и корпусом приспособления, сопряжением поверхности поводкового элемента с поверхностью заготовки, цилиндрической поверхностью переднего центра и отверстием в корпусе приспособления, сопряжением центрового отверстия заготовки с передним центром. В ходе обработки заготовки, под действием силы резания, передний плавающий центр может занимать два положения (рис. 4, а; рис. 4, б). Следовательно, жесткость технологической системы на уровне базирования заготовки на передний центр нельзя считать постоянной, и, при определении колебаний оси вращения заготовки, жесткость технологической системы ј должна быть функцией от времени (угла поворота обрабатываемой заготовки), величины силы резания, силы вдавливания поводковых элементов в торец заготовки.

Поводковые устройства на безе плавающего центра не могут быть применены в условиях, когда сила резания в процессе механической обработки заготовки непостоянна, в этом случае центрирование заготовки нарушается из-за малой жесткости поводковых элементов.

Для обеспечения повышенной жесткости рассматриваемых поводковых устройств необходимо, чтобы максимальный радиальный зазор S_{\max} в сопряжении плавающего центра с корпусом приспособления был менее упругого перемещения поводковых элементов, жестко связанных с корпусом поводкового устройства, под действием силы резания [4, 5].

$$S_{\text{max}} < \frac{P_{y}}{j_{n.s.}},\tag{1}$$

где P_y — радиальная составляющая силы резания, H; $j_{n,9}$ — суммарная жесткость в радиальном направлении поводковых элементов, внедряемых в торец заготовки, H/M.

Соблюдение условия (1) позволяет увеличить жесткость поводкового устройства в среднем в 1,5...8,2 раза за счет сопряжения плавающего центра с корпусом устройства. Это обеспечивает повышение точности обработки не более чем на 15...25% [4, 5].

Для повышения жесткости поводковых устройств на базе плавающего центра необходимо применять поводковые устройства со стопорением плавающего центра до или в процессе обработки заготовки. При этом необходимо обеспечивать стопорение центра элементами (деталями) с повышенными значениями модуля упругости первого рода, т.к. данный показатель определяет жесткость материала.

Например, поводковое устройство (рис. 5) имеет в своем составе стопорящий упругий элемент I на основе гидропластмассы. Это позволяет центрировать заготовку стопорением центра 2, однако жесткость такой конструкции в 500...10000 раз меньше жесткости поводковых устройств на базе жесткого центра, т.к. модуль упругости первого рода гидропластмассы минимум в 10000 раз меньше, чем для отожженной качественной стали.

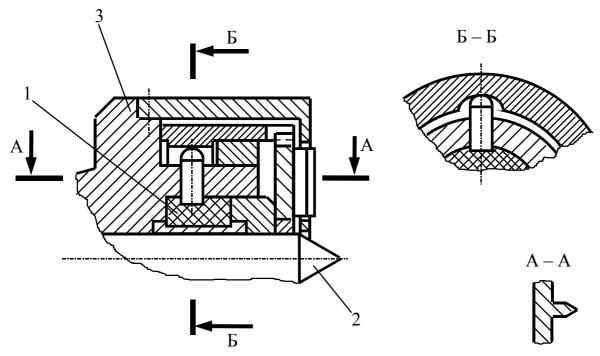


Рис. 5. Поводковое устройство адаптивное с гидропластом [11]

Поводковое устройство, представленное на рис. 6 [10], может быть применено в технологических условиях, что и рассматриваемый прототип (рис. 5) [11], но точность обработки повышается минимум на 40%. В процессе работы устройства его плавающий центр стопориться тарельчатыми пружинами, сопряжение центра и корпуса устройства в радиальном направлении становиться жестким. Это происходит за счет осевого сжатия тарельчатых пружин, что обеспечивает в радиальном направлении натяга между тарельчатыми пружинами и корпусом устройства, а также между плавающим центром. Предлагаемое устройство уже может быть отнесено к поводковым устройствам на базе жесткого (неподвижного) центра.

Использование в конструкции поводкового устройства (рис. 6) комплекта тарельчатых пружин, по сравнению с конструкцией, представленной на рис. 5, позволяет повысить жесткость устройства в 220...800 раз в зависимости от конструктивного исполнения зубьев 9 (рис. 6).

Недостатком поводковых устройств, внедряющих поводковые элементы в торец заготовки и представленных на рис. 5 и рис. 6, являются.

1. Большие осевые усилия, необходимые для внедрения поводковых элементов в торец заготовки, исключают применение таких конструкций поводковых центров на шлифовальных станках, снижают точность выполнения диаметральных размеров нежестких валов,

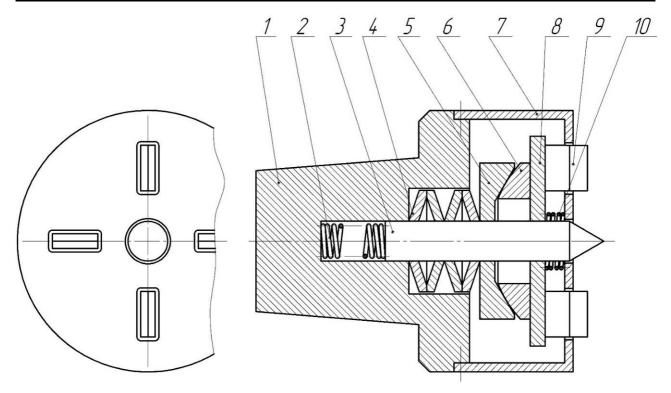


Рис. 6. Поводковое устройство со стопорением плавающего центра тарельчатыми пружинами [10]

увеличивают деформации и износ шпиндельного узла и вращающегося заднего центра, что приводит к уменьшению их межремонтного периода, и, как следствие, увеличивается стоимость изготовления деталей.

- 2. Значительное количество (от трех и более) нежестких связей между элементами поводкового центра уменьшают коэффициенты сил сопротивления упругим колебаниям технологической системы, что снижает качество обрабатываемой поверхности, особенно в области нелинейных резонансных колебаний переднего центра.
- 3. Постоянное затупление и износ внедряемых поводковых элементов приводит к увеличению осевых усилий для внедрения поводковых элементов и, как результат, понижению точности обработки заготовки и ее себестоимости из-за их периодической переточки.

Эти типы поводковые устройства не могут быть использованы на шлифовальных и чистовых токарных операциях, где необходимо получить размерную точность обработки по ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25348-82, ГОСТ 26179-84 от 7 квалитета и выше.

Для устранения выше обозначенных недостатков применяются поводковые устройства на базе жесткого центра, передающие крутящий момент заготовке по ее торцу за счет западания поводковых элементов в предварительно подготовленные поводковые поверхности. Поводковые поверхности могут быть различного конструктивного исполнения — цилиндрические лунки, эксцентрично расположенные цилиндрические выточки и т.д.

Поводковое устройство, передающее крутящий момент по эксцентрично расположенной выточке (рис. 7), имеет ряд преимуществ: возможность передачи больших крутящих моментов заготовке, простота изготовления, повышенная виброустойчивость. Недостатком является только то, что при передаче крутящего момента заготовке присутствует единичный контакт поводкового элемента с поводковой поверхностью. Это обуславливает неравномерность воздействия силы давления поводка на поводковую поверхность в направлении формообразующей радиальной силы резания (рис. 8). Значения диаметральной точности и отклонения формы в радиальном направлении (отклонение от цилиндричности) при обработке валов снижается — форма цилиндрической поверхности приобретает форму кардиоиды (рис. 9).

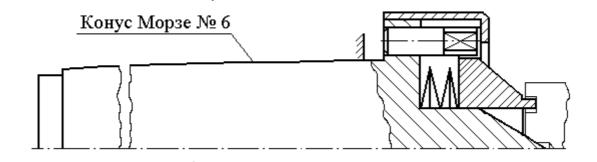


Рис. 7. Поводковый центр, передающий крутящий момент по предварительно созданной в торце заготовки эксцентрично расположенной выточке

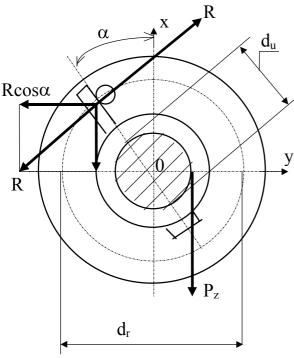


Рис. 8. Схема действующих сил для определения погрешности формы детали в поперечных сечениях

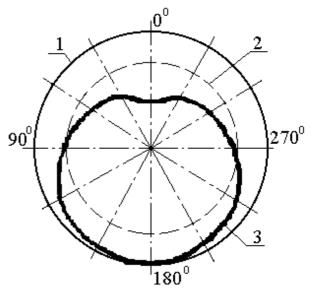


Рис. 9. Погрешность формы детали в поперечном сечении под влиянием давления поводка на хомутик:

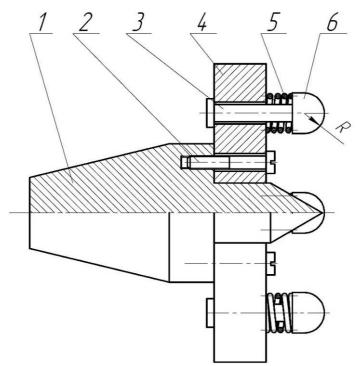
1 – первоначальная форма; 2 – правильная форма, которая должна быть после обработки; 3 – действительная форма после обработки

Для устранения недостатка поводкового устройства, передающего крутящий момент заготовке по эксцентричной цилиндрической выточке, является применение поводкового устройства на базе жесткого центра с самоустанавливающимися поводковыми элементами (рис. 10). Поводковое устройство передает крутящий момент по предварительно созданным поводковым поверхностям в торце заготовки.

В этом случае поводковые поверхности в заготовке могут быть различной формы (круг, прямоугольник и т.д.). При этом поводковых элементов может быть любое количество. В связи с тем, что поводковые элементы, плавающие в любом направлении, имеют сферической форму контактируемой поверхности с поверхностью заготовки, это позволяет гарантированно обеспечить контактирование каждого поводкового элемента с поводковой поверхностью заготовки. Однако в этом случае необходимо выполнить условие

$$S_{\min} > ITA$$
, (2)

где S_{min} — минимальный зазор между пальцем поводкового элемента и корпусом поводка; ITA — допуск на расположение поводковых поверхностей в торце заготовки.



Использование в конструкции поводкового устройства (рис. 10) рабочих поводковых элементов 6 в форме полусферы и пальца 3 в сопряжении с корпусом поводка с зазором S_{min} позволяет автоматически гарантированно самоустанавливаться по поводковым поверхностям в процессе обработки заготовки резанием. Это позволяет передавать намного большие крутящие моменты заготовке по сравнению с прототипом и избежать действий больших осевых усилий на шпиндель передний и задней бабки станка, что позволяет использовать предлагаемую конструкцию на шлифовальных операциях, а также снизить энергетические затраты на закрепление заготовки.

Для обеспечения гарантированной передачи заготовке крутящего момента всеми поводковыми передающими полусферами 6 от поводкового устройства необходимо выдержать следующие условия [9].

 $1.\ R > 0.5d\ (R$ — радиус полусферы 6, рис. 10; d — диаметр предварительно подготовленной поводковой поверхности в торце заготовки), $S_{\min} > ITA$ — эти условия позволяют осуществить любым количеством передающих полусфер передачу крутящего момента заготовке.

2.
$$F > kF_{\tau} \frac{\sqrt{4R^2 - d^2}}{nd}$$
 (F – упругое усилие пружины 5, рис. 10; k – коэффициент запа-

са; F_{τ} — тангенциальная составляющая силы резания; n — количество передающих полусфер 6) — это условие позволяет осуществить гарантированный контакт между передающей полусферой и поводковой поверхностью заготовки в процессе обработки заготовки резанием.

Техническая эффективность устройства (рис. 10) заключается в том, что оно позволяет увеличить передаваемый заготовке крутящий момент, обеспечивает надёжность зажима, повышает точность обработки заготовок, исключает брак выполнения диаметральных размеров. Увеличивается жесткость устройства. Появляется возможность их применения на шлифовальных операциях. Повышается надежность и безотказность работы устройства.

Рассматривая в качестве базового поводкового устройства поводковый центр (рис. 7), передающий крутящий момент по торцу заготовки за счет автоматического западания поводкового элемента в предварительно подготовленную поводковую поверхность в форме кольцевой эксцентрично расположенной выточки ($E_n = 8 \text{ мм} - \text{эксцентриситет кольцевой выточки относительно оси вращения заготовки), можно ввести следующие коэффициенты:$

- $K_{\mathcal{K}}$ коэффициент динамической жесткости станка, который показывает изменение жесткости технологической системы по сравнению с базовым поводковым центром;
- K_T коэффициент вспомогательного времени, показывающий во сколько раз изменилось вспомогательное время по сравнению со вспомогательным временем при применении базового поводкового центра;
- K_{II} коэффициент производительности обработки, показывающий во сколько раз изменилось производительность обработки с применением какого-либо поводкового центра по сравнению с базовым поводковым центром при достижении заданной точности обработки (EFK = 20 мкм отклонение от круглости по ГОСТ 24642-81) для всех рассматриваемых поводковых центров;
- K_M коэффициент передаваемого крутящего момента заготовке, показывающий во сколько раз изменился передаваемый крутящий момент заготовке по сравнению с передаваемым крутящим моментом заготовке при применении базового поводкового центра;
- $K_{T\!Y}$ коэффициент точности обработки (предел поля рассеивания) диаметральных размеров, показывающий во сколько раз изменилась точность обработки диаметральных размеров заготовки по сравнению с применением базового поводкового центра при равной производительности.

Работоспособность поводковых устройств определяется обеспечением передачи крутящего момента от шпинделя станка или от планшайбы к обрабатываемой заготовке. Величина передаваемого крутящего момента поводковым приспособлением является также критерием, характеризующим производительность обработки.

В табл. 1 представлены данные точности и производительности обработки, по жесткости поводковых устройств с различными типами поводковых элементов, внедряемых в торец заготовки, а на рис. 11 показаны графики зависимости жесткости поводковых устройств от радиальной составляющей силы резания и максимального зазора в сопряжении центра устройства с его корпусом [7, 8]. Для рис. 11 данные получены на основе анализа твердотельных электронных моделей поводковых устройств методом конечных элементов при равных глубинах внедрения поводков в торец заготовки, при изготовлении всех деталей поводковых устройств из стали 40Х ГОСТ 4543-89, подвергнутых термообработке — улучшению.

Характеристики поводковых устройств

Таблица 1

Тип поводкового элемента	Значения коэффициентов				
поводкового устройства	$K_{\mathcal{K}}$	K_{TY}	K_{Π}	K_T	K_{TY}
	На базе жесткого центра				
Без внедрения в торец заготов-	1	1	1	1	1
ки, без силового замыкания в					
продольном направлении, еди-					
ничный контакт (рис. 8)					
Без внедрения в торец заготов-	1	0,81	11,25	1,08	13
ки, без силового замыкания в					
продольном направлении, мно-					
жественный контакт					
Без внедрения в торец заготов-	1	0,720,77	1,221,25	0,710,85	1 <i>n</i> *
ки, с силовым замыканием в					
продольном направлении, мно-					
жественный контакт (более					
трех) (рис. 10)					
С внедрением в торец заготов-	0,80,91	Св. 1,05	До 0,88	0,40,62	До 0,75
ки, с силовым замыканием в					
продольном направлении					

Окончание табл. 1

На базе плавающего центра						
С внедрением в	Пирамида	0,450,56	Св. 1,56	0,370,56	0,40,62	До 0,75
торец заготов-	Клин	0,520,65	Св. 1,88	0,480,62	0,40,62	До 0,72
ки, с силовым	Сухарь	0,480,62	Св. 1,67	0,460,54	0,40,62	До 0,72
замыканием в	Конус	0,450,56	Св. 1,43	0,370,56	0,40,62	До 0,75
продольном направлении,	По отверстию без фаски	0,610,68	Св. 1,54	0,520,64	0,40,62	До 0,8
множествен- ный контакт (более трех)	По отверстию с фаской	0,610,68	Св. 1,35	0,560,7	0,40,62	До 0,76

Примечание: *п* – количество поводковых элементов.

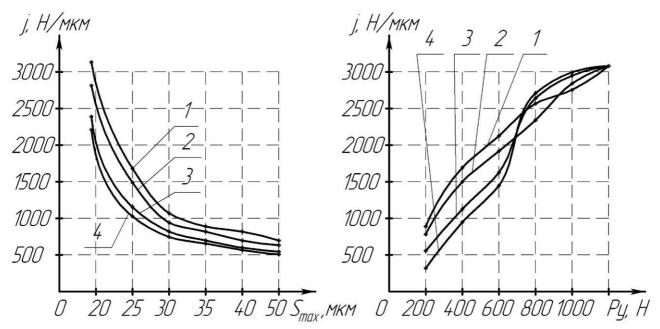


Рис. 1. Жесткости поводковых устройств на базе поводков: 1 – клин; 2 – сухарь; 3 – пирамида; 4 – конус

Заключение. Анализируя вышерассмотренные поводковые устройства, отметим, что высокую точность и производительность обработки обеспечивают поводковые центры на базе жесткого центра, и передающие крутящий момент за счет автоматического западания поводкового элемента в предварительно подготовленную поводковую поверхность. Однако по критерию технологичности получения поводковых поверхностей кольцевая эксцентрично расположенная выточка является более предпочтительной. При этом предварительное создание поводковых поверхностей не снижает эффекта повышения производительности обработки, вследствие выполнения их на совмещенных операциях по получению центровых отверстий: на заготовительных операциях штамповки, прессования; способом холодного выдавливания; обработкой резанием на фрезерно-центровальном станке с применением специальной комбинированной головки.

Список литературы

- 1. Ильицкий, В.Б. Поводковая технологическая оснастка / В.Б. Ильицкий, Ю.А. Малахов, В.В. Ерохин. Брянск: БГТУ, 1999. 184 с.
- 2. Степанов, Ю.С. Прогрессивная поводковая технологическая оснастка для токарных и шлифовальных работ. Расчет и проектирование / Ю.С. Степанов, В.Б. Ильицкий, Ю.В. Василенко, Ю.А. Малахов, В.В. Ерохин. М.: Машиностроение-1, 2004. 173 с.

- 3. Ерохин, В.В. Конструктивные особенности поводковой оснастки / В.В. Ерохин // СТИН. -2006. №12. С.7-9.
- 4. Ерохин, В.В. Обеспечение параметров качества станочных приспособлений / В.В. Ерохин // Вестник Брянского государственного технического университета. -2007. № 2. С. 16-19.
- 5. Ерохин, В.В. Производительность обработки и экономическая эффективность применения технологической оснастки с улучшенными эксплуатационными свойствами / В.В. Ерохин, Д.А. Погонышева, И.Г. Степченко // Вестник Брянского государственного университета. − 2013. − № 3. − С. 21-24.
- 6. Ерохин, В.В. Систематизация станочных приспособлений и методология определения их проектных параметров и эксплуатационных свойств / В.В. Ерохин // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. N24. С. 14-19.
- 7. Ерохин, В.В. Проектирование виброустойчивой поводковой технологической оснастки / В.В. Ерохин // Вестник машиностроения. -2015. № 1. С. 36-37.
- 8. Ерохин, В.В. Основные аспекты проектирования станочных приспособлений / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. N 1. С. 11-17.
- 9. Поводковое устройство: пат. 2294816 Рос. Федерация: МПК 51 B23B33/00 / В.В. Ерохин; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» (RU). 2005107254/02; заявл. 15.03.2005; опубл. 10.03.2007.
- 10. Поводковое устройство: пат. 2294817 Рос. Федерация: МПК 51 B23B33/00 / В.В. Ерохин; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» (RU). 2005107281/02; заявл. 15.03.2005; опубл. 10.03.2007.
- 11. Поводковое устройство: пат. 2294818 Рос. Федерация: МПК 51 B23B33/00 / В.В. Ерохин; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» (RU). 2005109615/02; заявл. 04.04.2005; опубл. 10.03.2007.

Сведения об авторе

Ерохин Виктор Викторович - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автоматизированные информационные системы и технологии» ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *erohinvv@mail.ru*.

DRIVER MACHINE-TOOL ADAPTATIONS AND ITS TECHNOLOGICAL CAPABILITIES

V.V. Erokhin

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article presents the design of the driver machine-tool adaptations based on rigid and floating center for machine tools of the turning group, as well as their technological capabilities in providing quality workpieces. The main characteristic of the effective performance of the flanged clamping device adopted its capacity and ensure dimensional accuracy of workpieces surfaces. Clamping ability Pedestrian equipment is determined by the setting of the maximum torque that can be transferred to the workpiece. The basic advantages and disadvantages of various design solutions flanged machine tool accessories. The data processing accuracy and productivity, rigidity devices with different types of driver machine-tool adaptations.

Keywords: machine-tool accessories, quality, accuracy, processing capacity, operational properties.

References

- 1. Ilitsky V.B., Malakhov Yu.A., Erokhin V.V. *Povodkovaya tekhnologicheskaya osnastka* [Machine-tool adaptations]. Bryansk, BSTU, 1999. 184 p.
- 2. Stepanov Yu.S., Ilitsky V.B., Vasilenko Yu.V., Malakhov Ya.A., Erokhin V.V. *Progressivnaya povodkovaya tekhnologicheskaya osnastka dlya tokarnykh i shlifovalnykh rabot. Raschet i proektirovanie* [Progressive machine-tool adaptations for turning and grinding work. Calculation and Design]. Moscow, Mechanical engineering -1, 2004. 173 p.
- 3. Erokhin V.V. Constructive features of machine-tool adaptations, *STIN*, 2006, No. 12, pp. 7-9.
- 4. Erokhin V.V. Maintenance of parameters of quality surfaces of adaptations for machine tool, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2007, No. 2, pp. 16-19.
- 5. Erokhin V.V., Pogonysheva D.A., Stepchenko I.G. Performance handling and economic efficiency of the production tools with improved performance characteristics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, No. 3, pp. 21-24.
- 6. Erokhin V.V. Systematization of machine adaptations and methodology of determination of their design parameters and operational properties, *Sborka v mashinostroenii*, *priborostroenii*, 2014, No. 4, pp. 14-19.
- 7. Erokhin V.V. Design of vibration-proof industrial equipment, *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, No. 1, pp. 36-37.
- 8. Erokhin V.V. Basic aspects design of machine-tool adaptations, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 1, pp. 11-17. Available: http://ntv-brgu.ru/ index.php/ntv-bgu-2016-01-01.
- 9. Driver chuck: patent 2294816 Russian Federation: IPC⁵¹ B23B33/00 / V.V. Erokhin; the applicant and the patentee «Bryansk State Technical University» (RU). 2005107254/02; patent application 15.03.2005; published 10.03.2007.
- 10. Driver chuck: patent 2294817 Russian Federation: IPC⁵¹ B23B33/00 / V.V. Erokhin; the applicant and the patentee «Bryansk State Technical University» (RU). 2005107281/02; patent application 15.03.2005; published 10.03.2007.
- 11. Driver chuck: patent 2294818 Russian Federation: IPC⁵¹ B23B33/00 / V.V. Erokhin; the applicant and the patentee «Bryansk State Technical University» (RU). 2005109615/02; patent application 04.04.2005; published 10.03.2007.

Author' information

Viktor V. Erokhin - Doctor of Technical Sciences, Professor of Department «Automated information systems and technologies» at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, <code>erohinvv@mail.ru</code>.

УДК.539.736

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЕЛИЧИНЫ СКРЫТОЙ ЭНЕРГИИ ОТ УСЛОВИЙ ПРОЦЕССА АБРАЗИВНОГО ТРЕНИЯ

В.Я. Коршунов

Брянский государственный аграрный университет

На основе термодинамического подхода к прочности и разрушению твёрдых тел рассмотрен расчётноэмпирический метод прогнозирования скорости износа деталей при абразивном трении, который базируется на
использовании термодинамического критерия разрушения материалов, а также относительной величины скрытой энергии. Представлена методика проведения экспериментальных исследований зависимости относительной
величины скрытой энергии от условий процесса абразивного трения. Проведён анализ полученных результатов
и сделаны соответствующие выводы

Ключевые слова: термодинамика, энергия, абразивное трение, скорость износа, экспериментальные исследования

Важнейшей задачей сельскохозяйственного машиностроения в условиях рыночной экономики является производство продукции высокого качества и надёжности при минимальной её себестоимости.

Значительное влияние на долговечность деталей сельскохозяйственных машин оказывает скорость износа при внешнем трении. Повышению износостойкости материалов различными технологическими способами посвящено большое количество теоретических и экспериментальных исследований [1-7].

Эксплуатационные свойства различных сельхозмашин в большей степени определяются абразивной износостойкостью конкретных деталей. Поэтому прогнозирование износостойкости материалов при абразивном трении является актуальной научно-производственной проблемой.

Результаты исследований износа материалов при абразивном трении о закреплённые частицы представлены в работах [8-17].

Целью данной работы является экспериментальное исследование относительной величины скрытой энергии при абразивном трении материалов, которая во многом определяет скорость износа деталей сельхозмашин.

Одним из направлений исследований в области абразивного трения и изнашивания материалов является энергетический подход к описанию процессов разрушения при трении. Это направление представляет определенный интерес с точки зрения возможного использования для анализа процессов разрушения фундаментальных представлений, основанных на классических законах термодинамики. Развитие энергетического подхода к оценке процессов разрушения в области трения и изнашивания является одним из возможных путей получения математического описания процессов, позволяющих прогнозировать долговечность (износостойкость) деталей и узлов трения сельхозмашин в зависимости от условий эксплуатации.

Уровень упрочнения материала и сопротивления его пластической деформации определяется запасённой его кристаллической решеткой дефектами, прежде всего дислокациями и вакансиями. Увеличение дислокаций и вакансий в деформируемом объёме приводит к увеличению скрытой энергии деформирования в материале, а следовательно и твердости, а аннигиляция дислокаций и вакансий в процессе деформирования и остывания приводит к уменьшению скрытой энергии и разупрочнению материала. Согласно энергетическому принципу, основанному на первом законе термодинамики — законе сохранения энергии, баланс энергии в процессе пластической деформации твёрдых тел равен:

$$\frac{d\omega}{dt} - \frac{dq}{dt} - \frac{dU}{dt} = 0, \tag{1}$$

где ω — удельная работа деформирования; q — тепловой эффект пластической деформации; U— внутренняя энергия пластической деформации.

Согласно уравнению (1) скорость изменения внутренней энергии будет равна

$$\dot{U} = \dot{\omega} - \dot{\vec{q}} \ . \tag{2}$$

При этом следует учитывать начальный уровень внутренней энергии U_o , накопленной материалом до деформирования, которая состоит из скрытой энергии U_{eo} и тепловой составляющей U_{mo} :

$$\dot{U} = U_o + \Delta \dot{U} = U_{eo} + U_{mo} + \Delta \dot{U}_{ei} + \Delta \dot{U}_{mi}. \tag{3}$$

Большая часть работы деформирования ω превращается в тепло \vec{q} и рассеивается в окружающей среде за счет теплообмена, незначительная её часть остаётся в твёрдом теле, повышая тепловую составляющую внутренней энергии U_{mi} . Меньшая часть накапливается в виде скрытой энергии деформации U_{ei} за счет накопления различного рода дефектов и повреждений. Начальный уровень внутренней энергии материала можно изменять термообработкой, упрочняющим деформированием, легированием, а также изменением температуры (плазматроном, лазерным лучом и т.д.).

В термодинамической теории прочности и разрушения твёрдых тел за интегральную меру повреждаемости и критерий разрушения принята плотность внутренней энергии и её критическое (предельное) значение U_* , накапливаемое в деформируемых микрообъёмах и согласно структурно-энергетической теории прочности твёрдых тел, предложенной В.С. Ивановой, равна энтальпии плавления в жидком состоянии H_S . Для стали $U_* = H_S = 10$ Дж/мм³. Условие разрушения записывается в виде:

$$U_o + \Delta U = U_* = H_S = Const. \tag{4}$$

Статистическая обработка экспериментальных данных позволила получить зависимость для расчёта величины начального уровня плотности скрытой энергии U_{eo} (Дж/мм³) в виде:

$$U_{eo} = 85 \cdot 10^{-5} HV_o, \tag{5}$$

где HV_o – начальная твёрдость материала.

Начальный уровень тепловой составляющей внутренней энергии определяется по формуле

$$U_{mo} = C_V T_i, (6)$$

где C_V – теплоёмкость материала; T_i – начальная температура материала.

На основе термодинамического подхода к проблеме прочности и разрушения твёрдых тел, была предложена зависимость для расчёта скорости абразивного износа материалов \dot{V}_{mp}

$$\dot{V}_{mp} = \frac{\delta_{mp} \dot{W}_{mp}}{U_* - U_{eo} - U_{mo}} = \frac{\delta_{mp} f_{mp} P_{mp} V_{mp}}{U_* - U_{eo} - U_{mo}},\tag{7}$$

где δ_{mp} — относительная величина скрытой энергии; \dot{W}_{mp} — мощность трения; f_{mp} — коэффициент трения; P_{mp} — нагрузка; V_{mp} — скорость трения.

Значение δ_{mp} определяется соотношением

$$\delta_{mp} = \frac{U_{ei}}{\dot{W}_{mp}} = \frac{\Delta U_{ei} V_{mp}}{\dot{W}_{mp}} \,. \tag{8}$$

Анализ формулы (7) показывает, что скорость износа при абразивном трении в значительной степени определяется величиной δ_{mp} , которую теоретически определять в настоящее время довольно затруднительно. Поэтому были проведены экспериментальные исследования для установления закономерностей изменения величины δ_{mp} в зависимости от условий абразивного трения: нагрузки и скорости.

Экспериментальные исследования проводились на установке МИ1-М, которая позволяет проводить испытания образцов о закреплённые и незакреплённые абразивные частицы.

Алмазный круг ACO 125/100 100% M1 при трении о закреплённые абразивные частицы крепится на вал, испытываемые образцы (колодка b=14 мм, h=12 мм, L=22 мм) из стали 45, твёрдостью HV1800 монтируется в специальной державке откидной головки. Нагрузка на образец осуществляется с помощью нагрузочного устройства. В зону трения с помощью дозирующего устройства из специальной ёмкости подавалось масло индустриальное 20A по ГОСТ 20799-88. При изнашивании незакреплёнными абразивными частицами образцы использовались те же, что описаны выше, контр тело в виде диска из стали 45 твёрдостью HV7200 (D=50 мм, d=12 мм, b=14 мм) крепилось на вал вместо алмазного круга. При изнашивании образцов незакреплёнными абразивными частицами использовалась абразивномасляная взвесь с концентрацией абразива 10%. В качестве абразива использовался кварцевый песок размером частиц $d_{\rm cp} \approx 0,05$ мм. Контр тела и образцы представлены на рис. 1.



Рис. 1. Алмазный круг ACO 125/100 100% M1 (тёмный), диски и колодочные образцы из стали 45 HB1800

При изнашивании образцов о закреплённые и незакреплённые абразивные частицы было проведено две серии опытов. В первой, при постоянной скорости процесса трения V_{mp} = 1,1 м/с изменялась последовательно нагрузка P_{mp} = 250; 300; 350; 400; 450 H, в пересчёте на удельную нагрузку P_{yo} = 75; 100; 125; 150; 175 H/cм². Во второй серии при постоянном давлении P_{mp} = 250H менялась скорость трения V_{mp} = 1,1; 1,4; 1,7; 2,0; 2,3 м/с. Мощность процесса трения определялась ваттметром, с учётом холостого хода. Замеры линейного износа образцов за один час проведения эксперимента проводились микрометром с ценой деления 0,01 мм. После чего рассчитывались скорость объёмного износа, скорость накопления скрытой энергии и её относительная величина δ_{mp} (8).

Зависимости относительной величины скрытой энергии δ_{mp} в виде графиков представлены на рис. 2 и 3. На основе полученных экспериментальных данных установлено, что относительная величина скрытой энергии δ_{mp} при изнашивании образцов закреплёнными абразивными частицами изменяется от 1,8 до 3%, а при изнашивании незакреплёнными от 0,6 до 1,4%, т.е. в несколько раз меньше.

Анализ полученных данных также показал, что с увеличением нанагрузки относительная величина скрытой энергии $\delta_{\it mp}$ растёт и, наоборот, при увеличении скорости трения значение $\delta_{\it mp}$ начинает плавно уменьшаться независимо от степени закреплённости абразивных частиц.

Полученные эмпирические зависимости относительной величины скрытой энергии $\delta_{\it mp}$ от нагрузки и скорости дают возможность прогнозировать износ деталей сельхозмашин при заданных условиях абразивного трения и на основе полученных данных принимать конструктивно-технологические решения для повышения их долговечности.

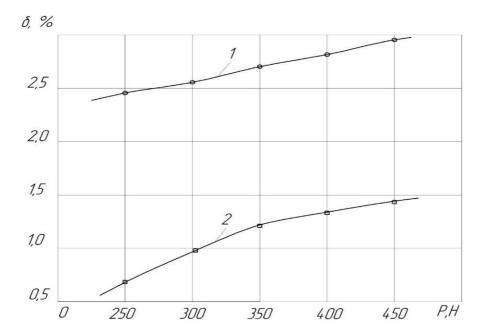


Рис. 2. Зависимость относительной величины скрытой энергии δ_{mp} от нагрузки P_{mp} : 1 — изнашивание о закреплённые абразивные частицы; 2 — изнашивание о незакреплённые абразивные частицы. Материал — сталь 45, твёрдость HV1800

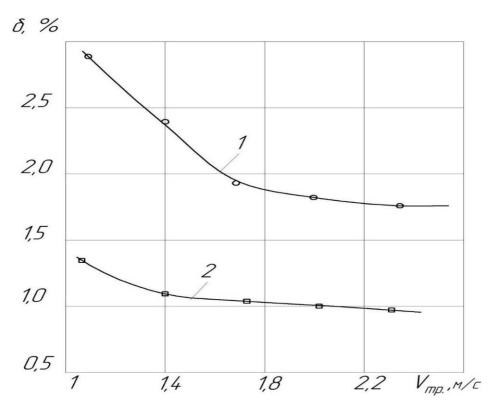


Рис. 3. Зависимость относительной величины скрытой энергии δ_{mp} от скорости трения V_{mp} : 1 — изнашивание о закреплённые абразивные частицы; 2 — изнашивание о незакреплённые абразивные частицы. Материал — сталь 45, твёрдость HV1800

Список литературы

1. Погонышев, В.А. Повышение износостойкости восстановленных узлов трения сельскохозяйственных машин фрикционным нанесением плёнок пластичных металлов: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / КПИ. – Калинин: 1990. – 16 с.

- 2. Погонышев, В.А. Триботехника в сельском хозяйстве / В.А. Погонышев, Н.А. Романеев, М.В. Панов. Брянск: 2010. 320 с.
- 3. Петягов, П.Д. Исследование триботехнических характеристик металлических покрытий, нанесённых наплавкой, электродуговым и плазменным напылением / П.Д. Петягов, В.А. Погонышев, Е.П. Самсонович, Г.Д. Анциферов // Трение и износ. − 1989. − Т.10 − №5. − С. 909−913.
- 4. Погонышев, В.А. Физика фреттинг-изнашивания / В.А. Погонышев Брянск: БГСХА, 1999. 285 с.
- 5. Погонышев, В.А. Повышение износа и фреттингостойкости деталей машин модифицированием поверхностей: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.03 / БГТУ. Брянск: 2000. 428 с.
- 6. Погонышев, В.А. Технологические способы повышения износостойкости поверхностей трения вследствие улучшения их демпфирующих свойств / В.А. Погонышев, Н.А. Романеев // Упрочняющие технологии и покрытия. -2006. -№1 C. 26-28.
- 7. Погонышев, В.А. Повышение износостойкости шеек коленчатого вала путём нанесения плёнок пластичных металлов / В.А. Погонышев, В.В. Логунов // Упрочняющие технологии и покрытия. -2013. N = 6 C. 47-48.
- 8. Хачатурьян, С.В. Методика экспериментальных исследований энергетического баланса процесса изнашивания металлов при внешнем трении / С.В. Хачатурьян, В.Я. Коршунов, В.В. Фёдоров // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 1977. №7 С. 892-893.
- 9. Федоров, В.В. Исследование взаимной связи закономерностей износа металлов с энергетическими характеристиками процесса внешнего трения / В.В. Федоров, С.В. Хачатурьян, В.Я. Коршунов // Вестник Всесоюзного научно-исследовательского ин-та ж-д транспорта. $1977. N \cdot 4. C. 30-34.$
- 10. Коршунов, В.Я. Повышение эксплуатационных свойств машин прогнозированием и технологическим обеспечением физико-механических параметров материалов на основе принципов синергетики / В.Я. Коршунов // Вестник машиностроения. -2000.-N26, -C.48-53.
- 11. Коршунов, В.Я. Расчет допустимого износа инструмента по заданным физикомеханическим и геометрическим параметрам поверхностного слоя обрабатываемой детали / В.Я. Коршунов // Изв. вузов Сев.- Кав. регион. Техн. науки. − 2001. №1. С. 48-50.
- 12. Коршунов, В.Я. Повышение износостойкости деталей сельскохозяйственных машин при абразивном трении / В.Я. Коршунов, В.С. Комаров // МГАУ. 2010. №2 С. 137-139.
- 13. Коршунов, В.Я. Прогнозирование допустимого износа резцов в процессе обработ-ки / В.Я. Коршунов, А.М. Случевский // МГАУ. -2010. -№2 C. 135-137.
- 14. Коршунов, В.Я. Повышение долговечности деталей сельхозмашин на основе разработки научных основ упрочняющих технологий / В.Я. Коршунов, П.Н. Гончаров, Д.А. Новиков // Вестник БГСХА. -2012.- №2 С. 35-38.
- 15. Коршунов, В.Я. Прогнозирование износостойкости и усталостной прочности деталей сельхозмашин на основе кинетического подхода к процессу разрушения металлов / В.Я. Коршунов, П.Н. Гончаров, Д.А. Новиков // Вестник БГСХА. − 2013. №2 С. 33-36.
- 16. Гончаров, П.Н. Методика проведения экспериментальных исследований износа образцов на машине трения МИ-1М / П.Н. Гончаров, В.Я. Коршунов // Вестник БГСХА. 2014. №3 C. 67-69.
- 17. Коршунов, В.Я. Прогнозирование относительной абразивной износостойкости металлов на основе механико-термодинамического подхода к процессу разрушения твёрдых тел / В.Я. Коршунов, В.С. Комаров // Трение и смазка в машинах и механизмах. -2014. -№3 C. 45-48.

Сведения об авторе

Коршунов Владимир Яковлевич – доктор технических наук, профессор кафедры технологии материалов, надежности, ремонта машин и оборудования $\Phi\Gamma$ БОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет», dok.kor@mail.ru.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DEPENDENCE OF THE RELATIVE MAGNITUDE OF LATENT ENERGY FROM THE PROCESS CONDITIONS OF ABRASIVE FRICTION

V.Ya. Korshunov

Bryansk State Agricultural University

On the basis of the thermodynamic approach to strength and fracture of solids is considered design-empirical method of predicting the wear rate of the DETA-lay under abrasive friction, which is based on using thermodynamic failure criteria of materials, as well as the relative magnitudes of stored energy. Present the methodology of experimental studies based on the relative magnitude of latent energy from the process conditions, the abrasive friction. The analysis of the obtained results and draw appropriate conclusions.

Key words: thermodynamics, energy, abrasive friction, rate of wear, experimental study

References

- 1. Pogonyshev V.A. Improvement of wear resistance of friction units of restored agricultural machinery friction plastic film deposition of metals. Cand. Diss. (Engineering). Kalinin. 1990. 145 p.
- 2. Pogonyshev V.A., Romaneev N.A., Panov M.V. *Tribology in agriculture*. Bryansk, 2010. 320 p.
- 3. Petkov P.D., Pogonyshev V.A., Samsonovich E.P., Antsiferov G.D. Investigation of tribological characteristics of metallic coatings deposited by welding, electric arc and plasma-Menno spraying. *Friction and wear*, Vol. 10, No. 5, pp. 909-913.
- 4. Pogonyshev V.A. *Physics of fretting wear*. Bryansk, Publishing house of the BSAA, 1999. 285 p.
- 5. Pogonyshev V.A. Improvement of wear and mettingerstrasse DETA-lay machines modification of surfaces. Doct. Diss. (Engineering). Bryansk. 2000. 428 p.
- 6. Pogonyshev V.A., Romaneev N.A. Technological methods of improving wear resistance of friction surfaces due to the improvement of their properties. *Hardening technology and coatings*, 2006, No. 1, pp. 26-28.
- 7. Pogonyshev V.A., Logunov V.V. Improvement of the wear resistance of crankshaft journals by drawing of plastic films of metals. *Hardening technology and coatings*, 2013, No. 6, pp. 47-48
- 8. Khachaturyan S.V., Korshunov V.Ya., Fedorov V.V. An experimental method energy balance of the process of wear of metals under external friction. *Factory laboratory. Diagnostics of materials*, 1977, No.7, pp. 892-893.
- 9. Fedorov V.V., Khachaturyan S.V., Korshunov V.Ya. The study of the mutual relations of the laws of wear metals with the energy characteristics of the process of external friction. *Bulletin of All-Union scientific-research Institute of railway transport*, 1977, No. 4, pp. 30-34.
- 10. Korshunov V.Ya. Improvement of operation properties machines and technological forecasting to ensure physical and mechanical parameters of the materials based on principles of synergy. *Bulletin of engineering*, 2000, No. 6, pp. 48-53.
- 11. Korshunov V.Ya. Calculation of permissible wear of the tool on the given physical-mechanical and geometrical parameters of the surface layer of the workpiece. *Izv. universities of North-Kav. region. Tekhn. sciences*, 2001, No. 1, pp. 48-50.
- 12. Korshunov V.Ya., Komarov S.V. Improvement of wear resistance parts for agricultural machines under abrasive friction. *MGAU*, 2010, No. 2, pp. 137-139.
- 13. Korshunov V.Ya., Sluchevsky A.M. Prediction of the allowable wear of the cutters during the machining process. *MGAU*, 2010, No. 2, pp. 135-137.
- 14. Korshunov V.Ya., Goncharov P.N., Novikov D.A. Increase of durability of details salhotra-Shin through the development of scientific bases of a hardening technologies. Vestnik of BSAA, 2012, No. 2, pp. 35-38.

- 15. Korshunov V.Ya., Goncharov P.N., Novikov D.A. Prediction of wear resistance and fatigue durability of details of machines on the basis of kinetic approach to the process of destruction of metals. *Vestnik of BSAA*, 2013, No. 2, pp. 33-36.
- 16. Goncharov P.N., Korshunov V.Ya. The methodology of the experimental studies of the wear of the samples on the machine friction MI-1M. *Vestnik of BSAA*, 2014, No.3, pp. 67-69.
- 17.Korshunov V.Ya., Komarov V.S. Prediction of relative abrasive metals on the mechanical and thermodynamic approach to the process of destruction of solid bodies. *Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2014, No. 3, pp. 45-48.

Author' information

Vladimir Ya. Korshunov – Doctor of Technical Sciences, Professor at Bryansk State Agricultural University, dok.kor@mail.ru.

УДК 621.86

ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕМПФЕРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ СТРЕЛ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН

И.А. Лагерев

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

Рассмотрены вопросы проектирования оригинальных демпферных устройств для изношенных цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных грузовых стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин. Данные устройства позволяют существенно снизить дополнительную ударную нагрузку на металлоконструкцию манипуляторов, обусловленную наличием повышенных зазоров в шарнирных соединениях. Предложена общая постановка задачи нелинейной условной оптимизации размеров упругих элементов демпферных устройств. Рассмотрены перспективные варианты конструктивных исполнения упругих элементов. Для кольцевых и дуговых с круговым и прямоугольным поперечным сечением сформулированы задачи оптимального проектирования, включающие целевые функции и системы конструктивных, технологических, жесткостных и прочностных ограничений. Выполнен анализ влияния различных режимных и конструктивных параметров на результаты оптимального проектирования упругих элементов. Определены рекомендуемые области использования упругих элементов рассмотренных конструктивных типов для создания требуемой жесткости демпферных устройств.

Ключевые слова: установка крано-манипуляторная, машина мобильная, шарнир цилиндрический, люфт, нагрузка динамическая, устройство демпферное, элемент упругий, оптимизация, жесткость, прочность

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых ученых-кандидатов наук №МК-92.2014.8.

В процессе эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин в узлах соединения смежных секций шарнирно-соединенных грузовых стрел крано-манипуляторных установок в проушинах цилиндрических шарниров наблюдается прогрессирующее во времени увеличение диаметра отверстий относительно своего номинального значения вследствие их фрикционного изнашивания [1]. Согласно нормативно-распорядительной документации Ростехнадзора [7] допустимое увеличение диаметра отверстий, при достижении которого необходим ремонт и восстановление шарниров, составляет 2...4 мм в зависимости от их номинального диаметра.

Наличие повышенных зазоров (люфта) в отверстиях цилиндрических шарниров узлов соединения смежных секций грузовых стрел является источником дополнительных ударных динамических нагрузок при взаимном перемещении секций, оказывающих негативное воздействие на импульсное повышение уровня напряженно-деформированного состояния всей металлоконструкции крана-манипулятора, а также (в случае отсутствия гибкого подвеса) и на транспортируемый груз. Как показывают представленные в [3, 5] результаты компьютерного моделирования применительно к конструкции и режиму работы крано-манипуляторной установки номинальной грузоподъемности 7,5 кН мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [6], наличие люфта в шарнирном соединении приводит к тому, что при совершении стрелой поворотного движения происходит удар, сопровождаемый значительным ростом напряжений в стреле (с 214 до 398 МПа, т.е. в 1,86 раза) и рукояти (со 108 до 231 МПа, т. е. в 2,14 раза) при существенном увеличении линейного ускорения груза (с 0.8 до 16 м/c^2 , т.е. в 20 раз), причем длительность ударного процесса составляет 23 мс. Следует отметить, что расчеты указанных динамических процессов требуют использования методики динамико-прочностного анализа крано-манипуляторных установок мобильных машин [4, 6-10] и соответствующего программного обеспечения [11].

С целью исключения или существенного гашения дополнительных динамических процессов, обусловленных возможными ударами при работе крано-манипуляторных установок с изношенными шарнирными соединениями секций стрелы, в [12] была предложена конструкция оригинального демпферного устройства на основе образующих постоянную кине-

матическую связь с шарнирным пальцем пружин растяжения-сжатия. Проведенный в [13] численный анализ работы указанного устройства подтвердил его работоспособность и возможность не только существенно снизить ударную нагрузку, возникающую в момент выбора люфта в шарнире с повышенным зазором, и обеспечить большую сохранность при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов, но также замедлить рост люфта в шарнирном соединении за счет торможения перед ударом сближающихся поверхностей контакта.

Анализ содержащихся в [13, 14] результатов расчетов влияния демпферного устройства цилиндрического шарнира показывает, что применяемые в таком устройстве упругие элементы должны удовлетворять двум условиям:

- обладать достаточно высокой индивидуальной жесткостью $[c_e]$, позволяющей обеспечить в зависимости от веса транспортируемого груза и величины люфта в шарнире полную жесткость демпферного устройства порядка [C] = 1...100 MH/m;
- обладать достаточной компактностью, так чтобы габаритный размер упругого элемента в радиальном направлении ориентировочно составлял порядка $2\dots 4$ диаметра шарнирного пальца d_p .

Опыт проектирования показывает, что обеспечить одновременное удовлетворительное выполнение указанных условий оказывается достаточно проблематично и требует специального анализа широкой номенклатуры различных потенциально пригодных конструктивных типов упругих элементов.

В качестве возможных вариантов конструктивного исполнения упругих элементов, представляющих интерес для их дальнейшего использования в конструкции демпферного устройства цилиндрического шарнира устройства соединения смежных секций шарнирносочлененной грузовой стрелы крано-манипуляторной установки в представленной работе были проанализированы такие как:

- 1) кольцевые элементы кругового и прямоугольного поперечного сечения;
- 2) дуговые элементы кругового и прямоугольного поперечного сечения.

Для всех указанных вариантов конструктивного исполнения упругих элементов можно предложить общий типовой подход к их проектированию и последующему анализу с точки зрения условий их рационального использования в конструкции демпферного устройства шарнира в зависимости от режимных параметров работы крано-манипуляторной установки.

В качестве исходных данных для проектирования упругих элементов выступают следующие:

- характерные конструктивные размеры цилиндрического шарнира узла соединения смежных секций шарнирно-сочлененной грузовой стрелы (рис. 1): диаметр шарнирного пальца d_p , толщина промежуточного кольца δ , ширина шарнира l_h , расстояние до сечения установки упругого элемента l_e , номинальный диаметр отверстия шарнира Δ_h (в начальный момент эксплуатации будем считать, что $d_p \approx \Delta_h$;
- предельно допустимая величина люфта в отверстии шарнира [Δ] согласно требованиям руководящих документов Ростехнадзора России [2], которую также можно выразить с помощью коэффициента $\varphi_{\Delta} = [\Delta]/\Delta_h$;

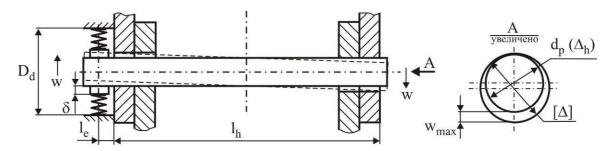


Рис. 1. Расчетная схема цилиндрического шарнира при наличии люфта

- требуемая эквивалентная жесткость [C] демпферного устройства шарнира, исходя из режимных параметров работы крано-манипуляторной установки, допустимого люфта и требуемого снижения ударных нагрузок.

Эквивалентная жесткость демпферного устройства шарнира C определяется количеством и величиной жесткости отдельных упругих элементов c_e . Расчетная схема, поясняющая оценку величины C, приведена на рис. 2. Таким образом,

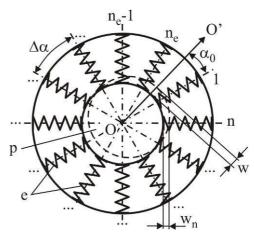


Рис. 2. Расчетная схема для оценки эквивалентной жесткости демпферного устройства [C]: OO'- направление смещения шарнирного пальца; w- смещение в направлении OO'; w_n - смещение вдоль оси n-го упругого элемента; p- шарнирный палец; e- упругий элемент

$$C = c_e \left\{ \sum_{n=1}^{n=n_1} \cos[(n-1)\Delta\alpha + \alpha_0] + \sum_{n=1}^{n=n_2} \cos(n\Delta\alpha - \alpha_0) \right\} = \xi_c c_e,$$

где $\Delta \alpha$ - угловой шаг установки соседних упругих элементов ($\Delta \alpha = 2\pi/n_e$); n_e - число упругих элементов; α_0 - угол между направлением смещения шарнирного пальца и осью ближайшего по ходу часовой стрелки упругого элемента; n_1 и n_2 - целые числа, полученные в результате округления в меньшую сторону выражений

$$\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right) / \Delta \alpha$$
 и $1 + \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_0\right) / \Delta \alpha$.

В процессе эксплуатации угол α_0 принимает случайным образом значения в интервале $\alpha_0 \in [0; \Delta \alpha]$. Как следствие, коэффициент пропорциональности ξ_c в указанном интервале углов является переменной величиной (рис. 3). Степень переменности ξ_c удобно характеризовать показателем переменности

$$\omega_c = \frac{\xi_{c,\text{max}} - \xi_{c,\text{min}}}{\xi_{c,\text{max}} + \xi_{c,\text{min}}} \cdot 100\%,$$

где $\xi_{c,\min}$, $\xi_{c,\max}$ - минимальное и максимальное значение коэффициента пропорциональности ξ_c соответственно.

Требуемая жесткость единичного упругого элемента $[c_e]$, которую необходимо обеспечить при его проектировании, будет определяться минимальным значением коэффициента ξ_c и составлять:

$$[c_e] = [C]/\xi_{c,\min}.$$

В табл. 1 для нескольких величин углового шага установки упругих элементов $\Delta \alpha$ приведены минимальные значения $\xi_{c, \min}$ и показатель переменности ω_c коэффициента пропорциональности ξ_c . Видно, что с увеличением числа упругих элементов величина $\xi_{c, \min}$ нелинейно растет, а показатель переменности — снижается, т.е. изменение жесткости единичного упругого элемента $[c_e]$ в окружном направлении становится менее выраженной.

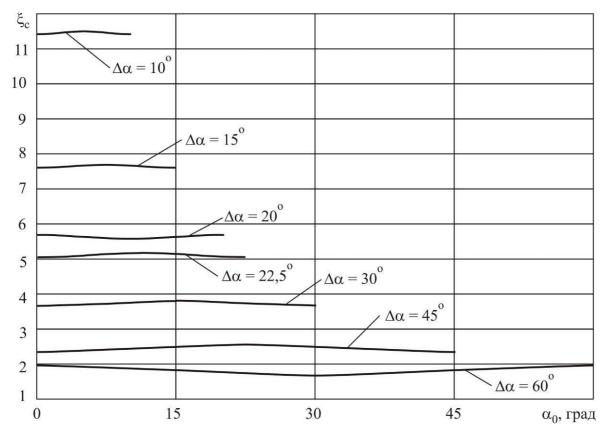


Рис. 3. Изменение коэффициента пропорциональности ξ_c в зависимости от угла α_0 для различных значений углового шага установки упругих элементов $\Delta \alpha$

Таблица 1 Минимальные значения и показатель переменности коэффициента пропорциональности ξ_c для различных значений углового шага установки упругих элементов $\Delta \alpha$

Угловой шаг установки	Минимальное значение	Показатель переменности
элементов $\Delta lpha$, град	коэффициента $\xi_{c, ext{min}}$	ω_c , %
10	11,43	0,2
15	7,60	0,4
20	5,67	0,8
22,5	5,03	1,0
30	3,73	1,7
45	2,41	4,0
60	1,73	7,2

Упругий элемент в процессе эксплуатации испытывает переменное нагружение с отнулевым циклом изменения напряженного состояния со стороны перемещающегося шарнирного пальца. Максимальная величина возникающей сосредоточенной силы сжатия P_{\max} , действующей на упругий элемент, может быть определена исходя из максимально возможного смещения точки контактного взаимодействия элемента и шарнирного пальца w_{\max} , лимитируемого предельно допустимой величиной люфта в отверстии шарнира [Δ]:

$$P_{\max} = [c_e]w_{\max} = [c_e]([\Delta] - \Delta_h) \left(\frac{l_e}{l_h} + 1\right) = (\varphi_\Delta - 1)[c_e]\Delta_h \left(\frac{l_e}{l_h} + 1\right).$$

Очевидно, проектируемый упругий элемент будет работоспособным и соответствовать условию требуемой жесткости, если характерные компоненты его напряженно-

деформированного состояния (или эквивалентные напряжения) $\sigma_{e\,{\rm max}}$ в наиболее опасных сечениях будут удовлетворять условиям прочности вида:

- для максимальных напряжений растяжения

$$\sigma_{e\,\max}^+ \le [\sigma_n]; \tag{1}$$

- для максимальных напряжений сжатия

$$\left|\sigma_{e,\max}^{-}\right| \leq [\sigma_s],\tag{2}$$

где $[\sigma_n]$, $[\sigma_s]$ - допустимые напряжения разрушения материала упругого элемента при растяжении и сжатии соответственно.

Проектируемый упругий элемент также работает в условиях действия высоких давлений на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элементкорпус демпферного устройства». Для оценки величины контактных напряжений σ_H допустимо использовать зависимости для герцевского контакта [17], которые в настоящее время широко используются в расчетах напряженного состояния контактирующих деталей с неплоскими поверхностями сопряжения (в зубьях передач, подшипниках качения и др.). Амортизирующие элементы и сопряжение в целом считаются работоспособными, если на указанных площадках контакта выполняются условия контактной прочности вида:

- на площадке контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» (1)

$$\sigma_H^{(1)} \le [\sigma_H]_{\min}^{(1)}; \tag{3}$$

- на площадке контакта «упругий элемент- корпус демпферного устройства» (2) $\sigma_H^{(2)} \leq [\sigma_H]_{\min}^{(2)} \; ;$

$$\sigma_H^{(2)} \le [\sigma_H]_{\min}^{(2)}; \tag{4}$$

где $[\sigma_H]_{\min}^{(i)}$ - наименьшее значение допустимого контактного напряжения материалов сопрягаемых элементов на i-й площадке контакта.

Конкретные выражения для расчетной оценки жесткости и прочности (величин c_e , $\sigma_{e \, {
m max}}, \; \sigma_{H}^{(i)}$) зависят от конструктивного исполнения проектируемого упругого элемента и соответствующего набора характерных конструктивных размеров - габаритных размеров элемента в целом и размеров его поперечного сечения.

Выполнение второго условия, которому должны удовлетворять упругие элементы условия достаточной компактности демпферного устройства шарнира – возможно при целенаправленном подборе такого сочетания характерных конструктивных размеров, при котором при соблюдении условий прочности (1) и (2) обеспечивался бы минимальный объем, занимаемый упругим элементом, или минимальный размер упругого элемента в радиальном относительно отверстия шарнира направлении. Такое сочетание размеров может быть найдено путем решения задачи условного нелинейного многомерного оптимального проектирования упругого элемента.

В общем виде оптимизационная задача может быть сформулирована следующим образом: необходимо минимизировать целевую функцию, характеризующую габаритные параметры упругого элемента,

$$\mathcal{L}(\{x\},\{z\}) \to \min \tag{5}$$

при ограничениях в виде системы неравенств

$$c_e(\{x\},\{z\}) - [c_e] \ge 0;$$
 (6)

$$q_i(\{x\},\{z\}) \ge 0, \quad i \in [1;n_a];$$
 (7)

$$r_{j}(\{x\},\{z\}) \ge 0, \quad j \in [1;n_{r}].$$
 (8)

Вектор управляемых параметров $\{x\}$ в задаче оптимизации (5)-(8) формируется из характерных геометрических размеров упругого элемента, которыми можно варьировать в процессе нахождения оптимального решения — вектора $\{x\}_{opt}$, минимизирующего целевую функцию $U(\{x\},\{z\})$. Остающийся неизменяемым в процессе нахождения оптимального

решения вектор неуправляемых параметров $\{z\}$ формируется из геометрических размеров упругого элемента, не подлежащих варьированию, и механических характеристик материала.

Система из n_q конструктивных ограничений $q_i(\{x\},\{z\})$ характеризует требования, налагаемые на отдельные размеры или сочетания нескольких размеров проектируемого элемента и обусловленные необходимостью обеспечения технологии изготовления или монтажа. Система из n_r прочностных ограничений $r_j(\{x\},\{z\})$ определяет требования, накладываемые необходимостью обеспечения условий статической, контактной и усталостной прочности, а также общей и местной устойчивости проектируемого элемента.

Для нахождения минимума целевой функции (3) с учетом принятых ограничений необходимо использовать один из прямых методов условной оптимизации [15], основанный на непосредственном вычислении величины целевой функции $\mathcal{U}(\{x\},\{z\})$.

Конкретный вид целевой функции (5), число и вид ограничений (6)-(8), а также число управляемых и неуправляемых параметров и структура векторов $\{x\}$ и $\{z\}$ определяются конструктивным исполнением проектируемого упругого элемента. Далее рассмотрены реализации задачи оптимизации (5)-(8) применительно к исследуемым типам упругих элементов.

Кольцевой упругий элемент.

Расчетная схема элемента приведена на рис. 4. Каждый кольцевой элемент демпферного устройства цилиндрического шарнира испытывает нагружение со стороны перемещающегося шарнирного пальца сосредоточенной силой P, которая согласно [15] вызывает смещение точки приложения силы (при $\Theta = 0$) относительно центра кольца на величину

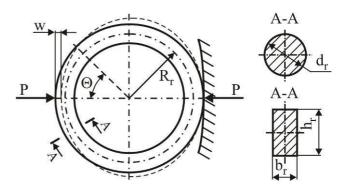


Рис. 4. Расчетная схема кольцевого упругого элемента

$$w = \frac{PR_r}{E} \left\{ \frac{R_r^2}{J} \left[\frac{(\pi + 1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \frac{1}{F} \frac{(\pi + 1)}{4} \right\}$$
 (9)

и приводит к появлению в материале элемента изгибающего момента

$$M(\Theta) = PR_r \left(\frac{1}{\pi} - \frac{\sin \Theta}{2} \right)$$

и продольной силы

$$N(\Theta) = -\frac{1}{2}P\sin\Theta\,,$$

где F, J - площадь и момент инерции поперечного сечения упругого элемента; E - модуль упругости материала.

Наибольшие нормальные напряжения растяжения, обусловленные действием изги-бающего момента, возникают в сечении $\Theta = 0$ и составляют

$$\sigma_{e,\text{max}}^+ = \frac{P_{\text{max}} R_r}{\pi W},\tag{10}$$

а наибольшие нормальные напряжения сжатия, обусловленные совместным действием изгибающего момента и продольной силы, - в сечении $\Theta = \pi/2$:

$$\sigma_{e,\text{max}}^{-} = -\frac{P_{\text{max}}}{2} \left(\frac{\pi - 2}{\pi} \cdot \frac{R_r}{W} + \frac{1}{F} \right), \tag{11}$$

где W - момент сопротивления поперечного сечения упругого элемента.

Вид расчетных зависимостей для оценки максимальных контактных напряжений на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элемент-корпус

демпферного устройства» зависит от конфигурации поверхностей сопрягаемых деталей. В случае контакта типа «сфера-плоскость» или «сфера-цилиндр» используется зависимость [17]

$$\sigma_H = 0.918 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{max}}}{(\theta_1 + \theta_2)^2 R_c^2}},$$
(12)

а в случае контакта типа «цилиндр-плоскость» или «цилиндр-цилиндр» - зависимость [17]

$$\sigma_H = 0.798 \sqrt{\frac{P_{\text{max}}}{(\theta_1 + \theta_2)R_c L_c}}, \tag{13}$$

где $\theta_j = 2(1-v_j^2)/(\pi E_j)$ - упругая постоянная для j -й детали; R_c - приведенный радиус кривизны поверхности сопрягаемых деталей; L_c - длина линии контакта сопрягаемых деталей; v_j - коэффициент Пуассона j -й детали.

Зависимость (9) позволяет определить жесткость кольцевого упругого элемента:

$$c_e = \frac{P}{2w} = \frac{E}{2R_r} \left\{ \frac{R_r^2}{J} \left[\frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \frac{1}{F} \frac{(\pi+1)}{4} \right\}^{-1}.$$
 (14)

Учитывая, что кольцевой упругий элемент может иметь как с круговое, так и прямоугольное поперечное сечение, зависимости (10)-(14) могут быть конкретизированы:

- для кругового поперечного сечения

$$\sigma_{e,\max}^{+} = \frac{32P_{\max}R_r}{\pi^2 d_r^3};$$

$$\sigma_{e,\max}^{-} = -\frac{2P_{\max}}{\pi^2 d_r^2} \left[\frac{8(\pi - 2)R_r}{d_r} + 4\pi \right];$$

$$\sigma_H^{(1)} = 0,364 \sqrt[3]{P_{\max}} \left[\frac{\left(R_r + \frac{d_r}{2}\right)d_r + \left(R_r + d_r\right)\left(\frac{\Delta_h}{2} + \delta\right)}{\left(\theta_e + \theta_{ir}\right)d_r\left(R_r + \frac{d_r}{2}\right)\left(\frac{\Delta_h}{2} + \delta\right)} \right]^2;$$

$$\sigma_H^{(2)} = 0,364 \sqrt[3]{P_{\max}} \left[\frac{\left(R_r + d_r\right)\left(\frac{\Delta_h}{2} + \delta + 2R_r + d_r\right) - \left(R_r + \frac{d_r}{2}\right)d_r}{\left(\theta_e + \theta_d\right)d_r\left(R_r + \frac{d_r}{2}\right)\left(\frac{\Delta_h}{2} + \delta + 2R_r + d_r\right)} \right]^2;$$

$$c_e = \frac{\pi E d_r^2}{2R_r} \left\{ \frac{64R_r^2}{d_r^2} \left[\frac{(\pi + 1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1};$$

- для прямоугольного поперечного сечения

$$\begin{split} \sigma_{e,\max}^{+} &= \frac{6P_{\max}R_r}{\pi b_r h_r^2} \,; \\ \sigma_{e,\max}^{-} &= -\frac{P_{\max}}{2b_r h_r} \bigg[\frac{6(\pi-2)R_r}{\pi h_r} + 1 \bigg] \,; \\ \sigma_H^{(1)} &= 0.798 \, \sqrt{P_{\max} \frac{\left(\Delta_h + h_r + 2\delta + 2R_r\right)}{\left(\theta_e + \theta_{ir}\right) b_r \left(2R_r + h_r\right) \left(\Delta_h + 2\delta\right)}} \,; \\ \sigma_H^{(2)} &= 0.798 \, \sqrt{P_{\max} \frac{\left(\Delta_h + h_r + 2\delta + 2R_r\right)}{\left(\theta_e + \theta_d\right) b_r \left(2R_r + h_r\right) \left(\Delta_h + \delta + 2R_r + h_r\right)}} \,; \end{split}$$

$$c_e = \frac{2Eb_r h_r}{R_r} \left\{ \frac{48R_r^2}{h_r^2} \left[\frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1},$$

где θ_e , θ_{ir} , θ_d - упругие постоянные θ для материалов амортизирующего элемента, промежуточного кольца и корпуса демпферного устройства соответственно.

Вектор управляемых параметров $\{x\}$ в задаче оптимизации кольцевого упругого элемента имеет различную размерность и структуру в зависимости от формы поперечного сечения:

- для кругового поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{R_r \ d_r \ \delta\};$$

- для прямоугольного поперечного поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4\} = \{R_r \ h_r \ b_r \ \delta\},$$

тогда как вектор неуправляемых параметров $\{z\}$ одинаков:

$$\{z\}^{T} = \{z_{1} z_{2} z_{3} z_{4} z_{5} z_{6} z_{7} z_{8} z_{9} z_{10}\} = \{E \Delta_{h} [C] \varphi_{\Delta} l_{e} l_{h} \xi_{c, \min} [\sigma_{p}] [\sigma_{s}] n_{e}\}.$$
 (15)

Принимая в качестве критерия оптимизации критерий обеспечения минимума объема, занимаемого упругим элементом, задача оптимизации (5)-(8) будет формулироваться:

- для упругого элемента с круговым поперечным сечением

$$U(\{x\},\{z\}) = \frac{\pi}{n_e} \left[\left(\frac{d_p}{2} + 2x_1 + x_2 + x_3 \right)^2 - \left(\frac{d_p}{2} + x_3 \right)^2 \right] x_2 \to \min$$
 (16)

при ограничениях

$$\frac{\pi E x_2^2}{2x_1} \left\{ \frac{64x_1^2}{x_2^2} \left[\frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \ge 0 ; \tag{17}$$

$$x_1/x_2 - 3 \ge 0$$
; (18)

$$x_3 - [\delta] \ge 0; \tag{19}$$

$$\left(\frac{\Delta_h}{2} + x_3\right) \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) - \left(x_1 + \frac{x_2}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right)\right] - 2(\varphi_\Delta - 1)\Delta_h \cos\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \ge 0; \tag{20}$$

$$[\sigma_p] - \frac{32(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi^2 \xi_{c,\min} x_2^3} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \ge 0;$$
(21)

$$[\sigma_s] - \frac{2(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h}{\pi^2 \xi_{c, \min} x_2^2} \left[\frac{8(\pi - 2)x_1}{x_2} + 4\pi \left[\frac{x_2}{2l_h} + 1 \right] \ge 0;$$
 (22)

$$\left[\sigma_{H}\right]_{\min}^{(1)} - 0.364 \quad \sqrt[3]{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}}{\xi_{c,\min}}} \left[\frac{\left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)x_{2} + \left(x_{1} + x_{2}\right)\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3}\right)}{\left(\theta_{e} + \theta_{ir}\right)x_{2}\left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3}\right)} \right]^{2} \left(\frac{x_{2}}{2l_{h}} + 1\right) \ge 0;$$

$$(23)$$

$$\left[\sigma_{H}\right]_{\min}^{(2)} - 0.364 \, \sqrt[3]{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}}{\xi_{c,\min}}} \left[\frac{(x_{1} + x_{2})\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3} + 2x_{1} + x_{2}\right) - \left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)x_{2}}{(\theta_{e} + \theta_{d})x_{1}\left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3} + 2x_{1} + x_{2}\right)} \right]^{2} \left(\frac{x_{2}}{2l_{h}} + 1\right) \ge 0;$$

$$(24)$$

- для упругого элемента с прямоугольным поперечным сечением

$$\mathcal{L}(\{x\},\{z\}) = \frac{\pi}{n_e} \left[\left(\frac{d_p}{2} + 2x_1 + x_2 + x_4 \right)^2 - \left(\frac{d_p}{2} + x_4 \right)^2 \right] x_3 \to \min$$
 (25)

при ограничениях

$$\frac{2Ex_2x_3}{x_1} \left\{ \frac{48x_1^2}{x_2^2} \left[\frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c, \min}} \ge 0;$$
 (26)

$$x_1 / x_2 - 3 \ge 0 (27)$$

$$x_4 - [\delta] \ge 0 \tag{28}$$

$$\varphi_{bh,\max} - x_2 / x_3 \ge 0$$
; (29)

$$x_2 / x_3 - \varphi_{bh, \min} \ge 0$$
; (30)

$$\left(\frac{\Delta_h}{2} + x_4\right) \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) - \left(x_1 + \frac{x_2}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right)\right] - 2(\varphi_\Delta - 1)\Delta_h \cos\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \ge 0; \tag{31}$$

$$[\sigma_p] - \frac{6(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} x_2^2 x_3} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \ge 0;$$
(32)

$$[\sigma_s] - \frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h}{2\xi_{c,\min} x_2 x_3} \left[\frac{6(\pi - 2)x_1}{\pi x_2} + 1 \right] \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \ge 0; \tag{33}$$

$$[\sigma_{H}]_{\min}^{(1)} - 0.798 \sqrt{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}(\Delta_{h} + x_{2} + 2x_{4} + 2x_{1})}{\xi_{c,\min}(\theta_{e} + \theta_{ir})x_{3}(2x_{1} + x_{2})(\Delta_{h} + 2x_{4})}} \left(\frac{x_{3}}{2l_{h}} + 1\right) \ge 0;$$
(34)

$$[\sigma_{H}]_{\min}^{(2)} - 0.798 \sqrt{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}(\Delta_{h} + x_{2} + 2x_{4} + 2x_{1})}{\xi_{c,\min}(\theta_{e} + \theta_{d})x_{3}(2x_{1} + x_{2})(\Delta_{h} + x_{4} + 2x_{1} + x_{2})}} \left(\frac{x_{3}}{2l_{h}} + 1\right)} \ge 0, \tag{35}$$

где $\varphi_{bh, \min}$, $\varphi_{bh, \max}$ - минимальное и максимальное допустимое по условию проектирования значение коэффициента соотношения размеров поперечного сечения $\varphi_{bh} = h_r/b_r$; [δ] - минимальная толщина промежуточного кольца.

Целевые функции (16) и (25) определяют объем кольцевого сектора, занимаемого одним упругим элементом, а ограничения (20) и (31) — условие отсутствия взаимного контакта соседних упругих элементов с учетом их бокового выпучивания под действием максимальной силы $P_{\rm max}$.

В качестве примера использования предложенного подхода к проектированию кольцевых упругих элементов демпферного устройства цилиндрического шарнира шарнирносочлененной грузовой стрелы крано-манипуляторной установки мобильной машины был рассмотрен узел соединения стрелы с грузозахватным органом мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [5]. Материал металлоконструкции стрелы — низколегированная конструкционная сталь 09Г2С (класс прочности 390). Характерные конструктивные размеры шарнира: диаметр шарнирного пальца и номинальный диаметр отверстия в проушине $d_p \approx \Delta_h = 50$ мм, ширина шарнира $l_h = 140$ мм. Нормативный коэффициент для оценки предельно допустимой величины люфта в отверстии шарнира был принят $\varphi_{\Delta} = 1,04$. Характерные размеры демпферного устройства: число упругих элементов $n_e = 6$, 8 и 12, минимальное и максимальное допустимое значение коэффициента соотношения размеров поперечного сечения $\varphi_{bh, \min} = 0,4$ и $\varphi_{bh, \max} = 3$, минимальная толщина промежуточного кольца $[\delta] = 10$ мм. Требуемая эквивалентная жесткость демпферного устройства шарнира варьировалась в интервале [C] = 1...100 МН/м.

Результаты оптимального проектирования кольцевых упругих элементов кругового и прямоугольного поперечных сечений в соответствии с задачами оптимизации (16)-(24) и (25)-(35) в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости [C] демпферного устройства при различном числе упругих элементов n_e показаны на рис. 5-7.

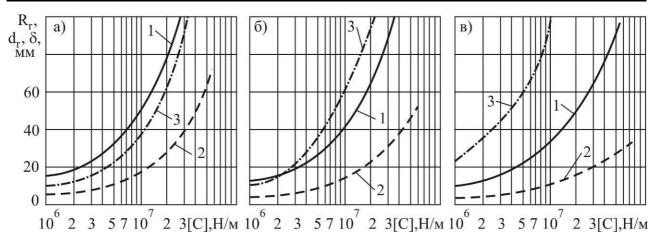


Рис. 5. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа упругих элементов n_e : а - n_e = 6; б - n_e = 8; в - n_e = 12; 1 - R_r ; 2 - d_r ; 3 - δ

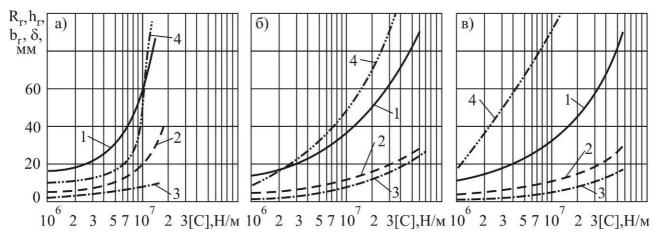


Рис. 6. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента прямоугольного поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа упругих элементов n_e : а - n_e = 6; б - n_e = 8; в - n_e = 12; 1 - R_r ; 2 - h_r ; 3 - h_r ; 4 - h_r

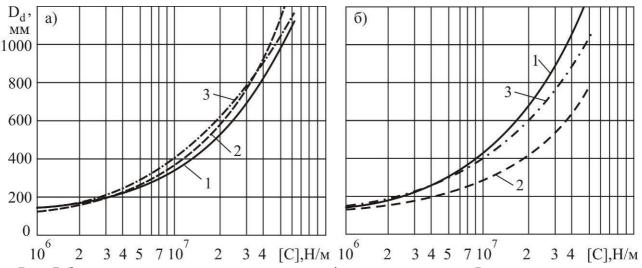


Рис. 7. Зависимость величины диаметра демпферного устройства D_d при оптимальных размерах кольцевых упругих элементов от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа упругих элементов n_e : а — круговое поперечное сечение;

 δ – прямоугольное поперечное сечение; 1 - n_e = 6; 2 - n_e = 8; 3 - n_e = 12

Расчеты показывают, что оптимумы целевых функций (12) и (19) лежат на ограничениях (20) и (31) соответственно, т.е. оптимальные размеры кольцевых упругих элементов лимитируются условиями их взаимной компоновки вокруг шарнирного пальца. При этом жесткость отдельного упругого элемента c_{ρ} практически совпадает со своим требуемым значением $[C]/\xi_{c,\min}$, накладываемым ограничениями (17) и (26), превышая его лишь на 0,01...0,03 %. Аналогичная ситуация характерна и для технологических ограничений (18) и (27), так как накладываемое условиями изготовления колец минимальное соотношение размеров $R_r/d_r=3$ (для кругового поперечного сечения) или $R_r/h_r=3$ (для прямоугольного поперечного сечения) весьма незначительно превышается в оптимальных кольцевых упругих элементах. Однако прочностные ограничения (21), (22) и (32), (33) не оказывают влияния на значения оптимальных размеров, так как упругие элементы после их оптимизации испытывают действие напряжений растяжения и сжатия, составляющих порядка 5...10% и 20...90% от величины допустимых напряжений разрушения материала $[\sigma_n]$ и $[\sigma_s]$ соответственно. Это обстоятельство должно положительно сказываться на показателях надежности (долговечности и безотказности) демпферного устройства в целом в процессе эксплуатации крано-манипуляторной установки мобильной машины.

Приоритетное влияние условия взаимной компоновки кольцевых упругих элементов вокруг шарнирного пальца на их оптимальные размеры также сказывается и на габаритном размере демпферного устройства в целом – его диаметре

$$D_d = 2(2R_r + d_r + \delta + d_p/2)$$
 или $D_d = 2(2R_r + h_r + \delta + d_p/2)$.

Как видно из анализа графиков на рис. 7, величина D_d однозначно зависит от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства, возрастая с ростом [C], однако неоднозначно зависит от числа использованных в конструкции упругих элементов n_e . Последнее обусловлено тем, что определяющий вклад в увеличение диаметра демпферного устройства D_d вносит увеличение толщины промежуточного кольца δ . Увеличение δ наблюдается при реализации двух разнонаправленных процессов:

- 1) уменьшения в конструкции демпферного устройства числа упругих элементов, что приводит к увеличению оптимальных размеров упругих элементов $D_r = 2R_r + d_r$ (или $D_r = 2R_r + h_r$) в связи с необходимостью повышения их требуемой жесткости $[c_e]$;
- 2) увеличения числа упругих элементов n_e , что приводит к уменьшению углового шага установки упругих элементов $\Delta \alpha$, которое полностью не компенсируется за счет уменьшения оптимальных размеров элементов.

Очевидно, практически важная проблема снижения габаритных размеров демпферного устройства для заданной величины его требуемой эквивалентной жесткости [C] может быть решена путем уменьшения оптимальных размеров упругих элементов при сохранении достаточно большого углового шага их установки. Конструктивно данное требование может быть реализовано в модернизированном демпферном устройстве путем установки параллельно двух или трех рядов упругих элементов (рис. 8), имеющих относительный сдвиг в окружном направлении на угол $\Delta\alpha/2$ или $\Delta\alpha/3$ соответственно.

Результаты расчета оптимальных размеров кольцевых упругих элементов кругового поперечного сечения при одно-, двух- и трехрядном их расположении в конструкции демпферного устройства цилиндрического шарнира приведены на рис. 9. В каждом ряду было установлено по 8 однотипных упругих элементов с угловым шагом $\Delta\alpha=45^{\circ}$. Таким образом, для однорядной конструкции общее число элементов $n_e=8$, угловой шаг элементов вокруг шарнирного пальца $\Delta\alpha=45^{\circ}$ и минимальное значение коэффициента пропорциональности $\xi_{c,\min}=2,41$; для двухрядной - $n_e=16$, $\Delta\alpha=22,5^{\circ}$ и $\xi_{c,\min}=5,03$; для трехрядной - $n_e=24$, $\Delta\alpha=15^{\circ}$ и $\xi_{c,\min}=7,6$.

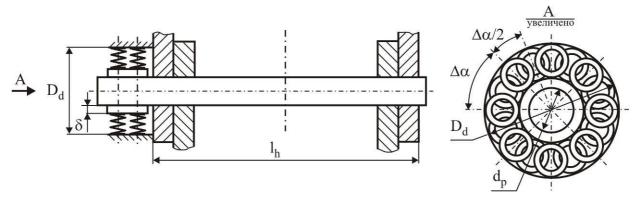


Рис. 8. Модернизированная конструкция демпферного устройства с двухрядной установкой кольцевых упругих элементов

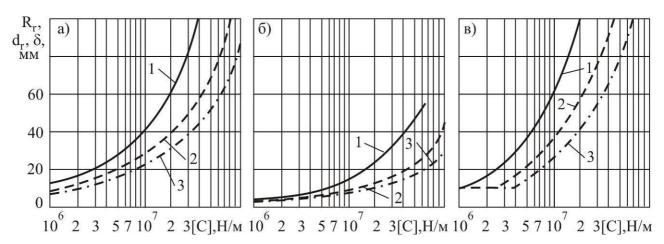


Рис. 9. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа рядов

установки упругих элементов: а - R_r ; б - d_r ; 3 в - δ ; 1 - однорядная установка; 2 - двухрядная; 3 - трехрядная

Расчеты подтверждают эффективность многорядной установки кольцевых упругих элементов. Причем эффективность определяется не только уменьшением всех оптимальных размеров элементов и диаметра самого демпферного устройства, но и возможностью получения более высоких значений его эквивалентной жесткости [C]. Как результат, конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой кольцевых упругих элементов с круговым поперечным сечением можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах $1...10\,$ МН/м, с двухрядной установкой – $(2...4)...(15...20)\,$ МН/м, с трехрядной установкой – $(3...5)...(20...30)\,$ МН/м. Аналогичные рекомендации характерны и для кольцевых упругих элементов с прямоугольным поперечным сечением.

Дуговой упругий элемент.

Расчетная схема элемента приведена на рис. 10. Будем рассматривать такую установку упругих элементов в демпферном устройстве, при которой они даже в состоянии своего наибольшего деформирования под действием максимально возможной силы $P_{\rm max}$ не вступают в контакт с соседними элементами. Это условие позволяют рассматривать упругие элементы как статически определимые конструкции с шарнирным опиранием по концам дуги γ_d .

Каждый дуговой упругий элемент демпферного устройства цилиндрического шарнира испытывает нагружение со стороны перемещающегося шарнирного пальца сосредоточенной силой P , которая вызывает смещение точки приложения силы (при $\Theta=0$) относительно центра кольца на величину

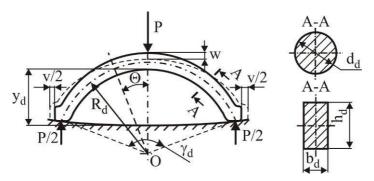


Рис. 10. Расчетная схема дугового упругого элемента

$$w = \frac{PR_d}{2E} \left\{ \frac{R_d^2}{J} \left[\gamma_d + 1.5 \sin \gamma_d + \left(\gamma_d \sin \frac{\gamma_d}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_d}{2} \right] + \frac{1}{4F} \left(2\gamma_d - \sin \gamma_d \right) \right\}$$
(36)

и приводит к появлению в материале элемента изгибающего момента

$$M(\Theta) = \frac{PR_d}{2} \left(\sin \frac{\gamma_d}{2} - \sin \Theta \right)$$

и продольной силы

$$N(\Theta) = -0.5P\sin\Theta,$$

где γ_d - центральный угол упругого элемента.

Наибольшие нормальные напряжения растяжения и сжатия, обусловленные действием изгибающего момента, возникают в сечении $\Theta = 0$ и составляют

$$\sigma_{e,\text{max}}^+ = \frac{P_{\text{max}} R_d}{2W} \sin \frac{\gamma_d}{2},\tag{37}$$

$$\sigma_{e,\text{max}}^{-} = -\frac{P_{\text{max}}R_d}{2W}\sin\frac{\gamma_d}{2}.$$
 (38)

Как и в случае кольцевых амортизирующих элементов, для дуговых элементов их работоспособность также лимитируется величиной контактных напряжений, возникающих на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элемент-корпус демпферного устройства». Условия работоспособности дуговых амортизирующих элементов и сопряжения в целом выражаются неравенствами (3) и (4).

Зависимость (36) позволяет определить жесткость дугового упругого элемента:

$$c_{e} = \frac{P}{w} = \frac{2E}{R_{d}} \left\{ \frac{R_{d}^{2}}{J} \left[\gamma_{d} + 1.5 \sin \gamma_{d} + \left(\gamma_{d} \sin \frac{\gamma_{d}}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_{d}}{2} \right] + \frac{1}{4F} (2\gamma_{d} - \sin \gamma_{d}) \right\}^{-1}.$$
 (39)

Учитывая, что дуговой упругий элемент может иметь как с круговое, так и прямоугольное поперечное сечение, зависимости (37)-(39) могут быть конкретизированы:

- для кругового поперечного сечения

$$\sigma_{e,\max}^{+} = \frac{16P_{\max}R_{d}}{\pi d_{d}^{3}} \sin \frac{\gamma_{d}}{2};$$

$$\sigma_{e,\max}^{-} = -\frac{16P_{\max}R_{d}}{\pi d_{d}^{3}} \sin \frac{\gamma_{d}}{2};$$

$$\sigma_{H}^{(1)} = 0.364 \,_{3} \left[P_{\max} \left[\frac{\left(R_{d} + \frac{d_{d}}{2} \right) d_{d} + \left(R_{d} + d_{d} \right) \left(\frac{\Delta_{h}}{2} + \delta \right)}{\left(\theta_{e} + \theta_{ir} \right) d_{d} \left(R_{d} + \frac{d_{d}}{2} \right) \left(\frac{\Delta_{h}}{2} + \delta \right)} \right]^{2};$$

$$\sigma_{H}^{(2)} = 0,459 \frac{1}{3} P_{\text{max}} \left\langle \frac{\Delta_{h} + 2\delta + 2R_{d} \left[1 - \cos\left(\frac{\gamma_{d}}{2}\right) \right]}{(\theta_{e} + \theta_{d})d_{d} \left\{ \Delta_{h} + d_{d} + 2\delta + 2R_{d} \left[1 - \cos\left(\frac{\gamma_{d}}{2}\right) \right] \right\}} \right\rangle^{2};$$

$$c_{e} = \frac{2\pi E d_{d}^{2}}{R_{d}} \left\{ \left(\frac{8R_{d}}{d_{d}}\right)^{2} \left[\gamma_{d} + 1,5\sin\gamma_{d} + \left(\gamma_{d}\sin\frac{\gamma_{d}}{2} - 4\right)\sin\frac{\gamma_{d}}{2} \right] + \left(2\gamma_{d} - \sin\gamma_{d}\right) \right\}^{-1};$$

- для прямоугольного поперечного сечения

$$\sigma_{e,\max}^{+} = \frac{3P_{\max}R_{d}}{b_{r}h_{r}^{2}}\sin\frac{\gamma_{d}}{2};$$

$$\sigma_{e,\max}^{+} = -\frac{3P_{\max}R_{d}}{b_{r}h_{r}^{2}}\sin\frac{\gamma_{d}}{2};$$

$$\sigma_{H}^{(1)} = 0,798\sqrt{P_{\max}\frac{\left(\Delta_{h} + h_{d} + 2\delta + 2R_{d}\right)}{\left(\theta_{e} + \theta_{ir}\right)b_{d}\left(2R_{d} + h_{d}\right)\left(\Delta_{h} + 2\delta\right)}};$$

$$\sigma_{H}^{(2)} = \frac{P_{\max}}{2h_{d}b_{d}};$$

$$c_{e} = \frac{2Eb_{r}h_{r}}{R_{d}}\left\{3\left(\frac{2R_{d}}{h_{d}}\right)^{2}\left[\gamma_{d} + 1,5\sin\gamma_{d} + \left(\gamma_{d}\sin\frac{\gamma_{d}}{2} - 4\right)\sin\frac{\gamma_{d}}{2}\right] + \frac{1}{4}\left(2\gamma_{d} - \sin\gamma_{d}\right)\right\}^{-1}.$$

Вектор управляемых параметров $\{x\}$ в задаче оптимизации дугового упругого элемента имеет различную размерность и структуру в зависимости от формы поперечного сечения:

- для кругового поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4\} = \{R_d \ d_d \ \delta \ \gamma_d\};$$

- для прямоугольного поперечного поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5\} = \{R_d \ h_d \ b_d \ \delta \ \gamma_d\},$$

тогда как вектор неуправляемых параметров $\{z\}$ одинаков и соответствует (15).

Принимая в качестве критерия оптимизации критерий обеспечения минимума объема, занимаемого упругим элементом, задача оптимизации (5)-(8) будет формулироваться:

- для упругого элемента с круговым поперечным сечением

$$\mathcal{L}(\{x\},\{z\}) = \frac{\pi}{2n_e} \left\{ \left[d_p + 2x_3 + 2x_1(1 - \cos x_4) + x_2 \right]^2 - (d_p + 2x_3)^2 \right\} x_2 \to \min$$
 (40)

при ограничениях

$$\frac{2\pi E x_2^2}{x_1} \left\{ \left(\frac{8x_1}{x_2} \right)^2 \left[x_4 + 1.5\sin x_4 + \left(x_4 \sin \frac{x_4}{2} - 4 \right) \sin \frac{x_4}{2} \right] + \left(2x_4 - \sin x_4 \right) \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \ge 0 ; \tag{41}$$

$$x_1/x_2 - 3 \ge 0$$
; (42)

$$x_3 - [\delta] \ge 0; \tag{43}$$

$$\pi - x_4 \ge 0 \,; \tag{44}$$

$$x_4 - \gamma_{d,\min} \ge 0 \,; \tag{45}$$

$$\left[d_p + x_2 + 2x_3 + 2x_1 \left(1 - \cos\frac{x_4}{2}\right)\right] \sin\frac{\Delta\alpha}{2} - 2x_1 \sin\frac{x_4}{2} - x_2 - \tag{46}$$

$$-\frac{4(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_{h}x_{1}}{\pi\xi_{c,\min}Ex_{2}^{2}}\left(\frac{x_{2}}{2l_{h}}+1\right)\left\{2\left(\frac{2x_{1}}{x_{2}}\right)^{2}\left[\sin^{2}\frac{x_{4}}{2}-\frac{x_{4}}{2}\sin x_{4}+2\left(1-\cos\frac{x_{4}}{2}\right)\right]-\sin^{2}\frac{x_{4}}{2}\right\}\geq0;$$

$$x_{1}\left(1-\cos\frac{x_{4}}{2}\right)-\frac{x_{2}}{2}-\frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_{h}k_{d}x_{1}}{2\pi\xi_{c,\min}Ex_{2}^{2}}\left(\frac{x_{2}}{2l_{h}}+1\right)\times$$

$$\times\left\{\left(\frac{8x_{1}}{x_{2}}\right)^{2}\left[x_{4}+1,5\sin x_{4}+\left(x_{4}\sin\frac{x_{4}}{2}-4\right)\sin\frac{x_{4}}{2}\right]+2x_{4}-\sin x_{4}\right\}\geq0;$$

$$(47)$$

$$[\sigma_p] - \frac{16(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c, \min} x_2^3} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \sin \frac{x_4}{2}$$
(48)

$$[\sigma_s] - \frac{16(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} x_2^3} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \sin\frac{x_4}{2}; \tag{49}$$

$$[\sigma_{H}]_{\min}^{(1)} - 0.364 \quad \sqrt[3]{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}}{\xi_{e,\min}}} \left[\frac{\left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)x_{2} + \left(x_{1} + x_{2}\right)\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3}\right)}{\left(\theta_{e} + \theta_{ir}\right)x_{2}\left(x_{1} + \frac{x_{2}}{2}\right)\left(\frac{\Delta_{h}}{2} + x_{3}\right)} \right]^{2} \left(\frac{x_{2}}{2l_{h}} + 1\right) \ge 0;$$

$$(50)$$

$$\left[\sigma_{H}\right]_{\min}^{(2)} - 0.459 \quad \sqrt[3]{\frac{\left(\varphi_{\Delta} - 1\right)\left[C\right]\Delta_{h}}{\xi_{c,\min}}} \sqrt{\frac{\Delta_{h} + 2x_{3} + 2x_{1}\left[1 - \cos\left(\frac{x_{4}}{2}\right)\right]}{\left(\theta_{e} + \theta_{d}\right)x_{2}\left\{\Delta_{h} + x_{2} + 2x_{3} + 2x_{1}\left[1 - \cos\left(\frac{x_{4}}{2}\right)\right]\right\}}} \sqrt{\frac{x_{2}}{2l_{h}}} + 1\right) \ge 0; \quad (51)$$

- для упругого элемента с прямоугольным поперечным сечением

$$\mathcal{L}(\{x\},\{z\}) = \frac{\pi}{2n_a} \left\{ \left[d_p + 2x_4 + 2x_1(1 - \cos x_5) + x_2 \right]^2 - (d_p + 2x_4)^2 \right\} x_3 \to \min$$
 (52)

при ограничениях

$$\frac{2Ex_2x_3}{x_1} \left\{ 3\left(\frac{2x_1}{x_2}\right)^2 \left[x_5 + 1.5\sin x_5 + \left(x_5\sin\frac{x_5}{2} - 4\right)\sin\frac{x_5}{2}\right] + \frac{1}{4}\left(2x_5 - \sin x_5\right) \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \ge 0; \quad (53)$$

$$x_1/x_2 - 3 \ge 0$$
; (54)

$$x_4 - [\delta] \ge 0 \tag{55}$$

$$\pi - x_5 \ge 0; \tag{56}$$

$$x_5 - \gamma_{d,\min} \ge 0; \tag{57}$$

$$\varphi_{bh,\text{max}} - x_2 / x_3 \ge 0 ;$$
 (58)

$$x_2 / x_3 - \varphi_{bh, \min} \ge 0$$
; (59)

$$\left[d_p + x_2 + 2x_4 + 2x_1\left(1 - \cos\frac{x_5}{2}\right)\right] \sin\frac{\Delta\alpha}{2} - 2x_1\sin\frac{x_5}{2} - x_2 - \frac{1}{2}\sin\frac{x_5}{2} - \frac{1$$

$$-\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_{h}x_{1}}{\xi_{c,\min}Ex_{2}x_{3}} \left(\frac{x_{3}}{2l_{h}} + 1\right) \left\{ 1,5\left(\frac{2x_{1}}{x_{2}}\right)^{2} \left[\sin^{2}\frac{x_{5}}{2} - \frac{x_{5}}{2}\sin x_{5} + 2\left(1 - \cos\frac{x_{5}}{2}\right)\right] - \sin^{2}\frac{x_{5}}{2} \right\} \geq 0;$$

$$(60)$$

$$x_{1}\left(1-\cos\frac{x_{5}}{2}\right)-\frac{x_{2}}{2}-\frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_{h}k_{d}x_{1}}{2\xi_{c\,\min}Ex_{2}x_{3}}\left(\frac{x_{3}}{2l_{h}}+1\right)\times\tag{61}$$

$$\times \left\{ 3 \left(\frac{2x_1}{x_2} \right)^2 \left[x_5 + 1,5 \sin x_5 + \left(x_5 \sin \frac{x_5}{2} - 4 \right) \sin \frac{x_5}{2} \right] + \frac{1}{4} \left(2x_5 - \sin x_5 \right) \right\} \ge 0;$$

$$[\sigma_p] - \frac{3(\varphi_\Delta - 1)([C]\Delta_h x_1}{\xi_{c,\min} x_3 x_2^2} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \sin \frac{x_5}{2} \ge 0;$$
(62)

$$[\sigma_s] - \frac{3(\varphi_{\Delta} - 1)([C]\Delta_h x_1}{\xi_{c,\min} x_3 x_2^2} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \sin\frac{x_5}{2} \ge 0;$$
(63)

$$[\sigma_H]_{\min}^{(1)} - 0.798 \sqrt{\frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h(\Delta_h + x_2 + 2x_4 + 2x_1)}{\xi_{c,\min}(\theta_e + \theta_{ir})x_3(2x_1 + x_2)(\Delta_h + 2x_4)}} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \ge 0;$$
(64)

$$[\sigma_H]_{\min}^{(2)} - \frac{(\varphi_{\Delta} - 1)[C]\Delta_h}{2\xi_{c,\min} x_2 x_3} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \ge 0,$$
(65)

где $\gamma_{d, \min}$ - центральный угол дугового упругого элемента, минимально допустимый по технологическим условиям его изготовления; k_d - коэффициент кратности максимального перемещения w_{\max} под действием силы P_{\max} величине просвета дугового элемента y_d (рис. 10).

Целевые функции (40) и (52) определяют объем кольцевого сектора, занимаемого одним упругим элементом, а ограничения (46) и (60) — условие отсутствия взаимного контакта соседних упругих элементов с учетом их бокового расширения на величину

$$v = \frac{P_{\text{max}}R_d}{E} \left\{ \frac{R_d^2}{2J} \left[\sin^2 \frac{\gamma_d}{2} - \frac{\gamma_d}{2} \sin \gamma_d + 2 \left(1 - \cos \frac{\gamma_d}{2} \right) \cos \frac{\gamma_d}{2} \right] - \frac{1}{F} \sin^2 \frac{\gamma_d}{2} \right\}$$

под действием максимальной силы P_{\max} .

Результаты оптимального проектирования дуговых упругих элементов кругового и прямоугольного поперечных сечений в соответствии с задачами оптимизации (40)-(51) и (52)-(65) в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости [C] демпферного устройства при различном числе упругих элементов n_e показаны на рис. 11 и 12. Расчеты дуговых элементов были выполнены для тех же условий, что и приведенные выше расчеты кольцевых упругих элементов. Габаритный размер демпферного устройства в целом, выражаемый его диаметром D_d , определялся по одной из зависимостей

$$D_d = d_p + d_d + 2\delta + 2R_d \bigg(1 - \cos\frac{\gamma_d}{2}\bigg) \quad \text{или} \quad D_d = d_p + h_d + 2\delta + 2R_d \bigg(1 - \cos\frac{\gamma_d}{2}\bigg).$$

Результаты анализа решения оптимизационных задач (40)-(51) и (52)-(65) применительно к дуговым упругим элементам в целом соответствуют результатам выполненного выше анализа решения задач оптимизации кольцевых элементов (16)-(24) и (25)-(35), хотя имеется ряд принципиальных отличий.

Оптимумы целевых функций (40) и (52) также лежат на ограничениях (46) и (60) соответственно, т.е. оптимальные размеры кольцевых упругих элементов также лимитируются условиями их взаимной компоновки вокруг шарнирного пальца. Однако они в большинстве случаев дополнительно лежат и на ограничениях (45) и (57), которые определяют размеры упругих элементов в радиальном направлении. Аналогичная ситуация характерна и для технологических ограничений (42) и (54), так как накладываемое условиями допустимой относительной кривизны дуговых элементов минимальное соотношение размеров $R_d/d_d=3$ (для кругового поперечного сечения) или $R_d/h_d=3$ (для прямоугольного поперечного сечения) весьма незначительно превышается в оптимальных кольцевых упругих элементах. В отличие от кольцевых элементов жесткость отдельного дугового упругого элемента c_e может заметно (до 1,5...2 раз) превышать свое требуемое значение $[C]/\xi_{c, \min}$, накладываемое ограничения-

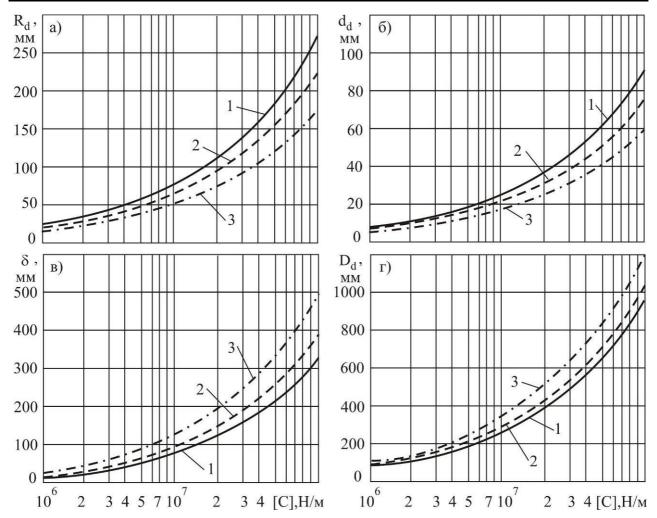


Рис. 11. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа упругих элементов n_e (для $\gamma_{d, \min} = 90^\circ$): а - R_d ; б - d_d ; в - δ ; г - D_d ; 1 - n_e = 6; 2 - n_e = 8; 3 - n_e = 12

ми (41) и (53), а прочностные ограничения по растягивающим напряжениям изгиба (48) и (62) незначительно (до 10% от значения $[\sigma_n]$) превышают 0.

Для дуговых упругих элементов в большей мере заметны различия в результатах оптимизации размеров для кругового и прямоугольного поперечного сечений. Если в случае кругового поперечного сечения оптимальное значение угла γ_d практически всегда совпадает с принятым при расчете значением угла $\gamma_{d, \min}$ (за исключением малых значений $\gamma_{d, \min} \sim 60^\circ$ и менее, когда просвет y_d близок к допустимой величине $k_d w_{\max}$), то для прямоугольного сечения оптимальное значение угла γ_d меняется в широких пределах в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства [C] (рис. 12).

Если в интервале эквивалентной жесткости демпферных устройств [C] до $10~\mathrm{MH/m}$ дуговые упругие элементы с разными формами поперечных сечений имеют примерно одинаковые конструктивные размеры, то при больших значениях [C] различия в размерах растут нелинейно и преимущество элементов с круговым поперечным сечением оказывается неоспоримым.

Результаты оптимального проектирования дуговых упругих элементов кругового поперечного сечения в зависимости от величины $\gamma_{d, \min}$ (при n_e = 8) показаны на рис. 13. Анализ влияния задаваемого при оптимизации угла $\gamma_{d, \min}$ на показатель компактности демпфер-

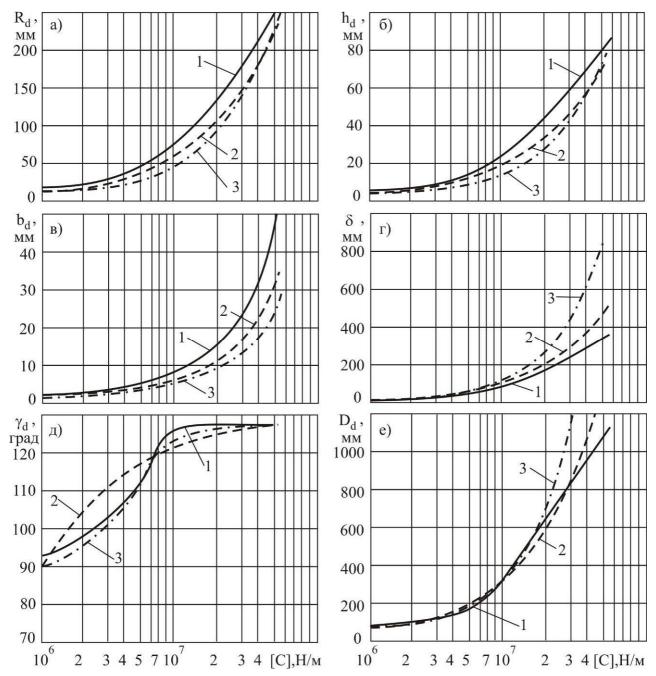


Рис. 12. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента прямоугольного поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа упругих элементов n_e (для $\gamma_{d,\min} = 90^{\circ}$): а - R_d ; б - h_d ; в - b_d ; г - δ ; д - γ_d ; е - D_d ;

 $1 - n_e = 6$; $2 - n_e = 8$; $3 - n_e = 12$

ного устройства - габаритный диаметр D_d - позволяет сделать вывод о том, что этот угол в интервале рассмотренных значений $60^{\circ}...120^{\circ}$ обуславливает минимум величины D_d (рис. 14). Положение точки минимума $(D_d)_{\min}$ не зависит от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства [C] и соответствует $\gamma_{d,\min} \approx 74^{\circ}$. Однако с увеличением значения жесткости [C] минимум функции $(D_d)_{\min} \sim \gamma_{d,\min}$ становится более выраженным. С целью унификации дуговых упругих элементов различной жесткости c_e можно рекомендовать изготавливать их с одинаковым углом γ_d , равным, например, 75° , 80° или 90° .

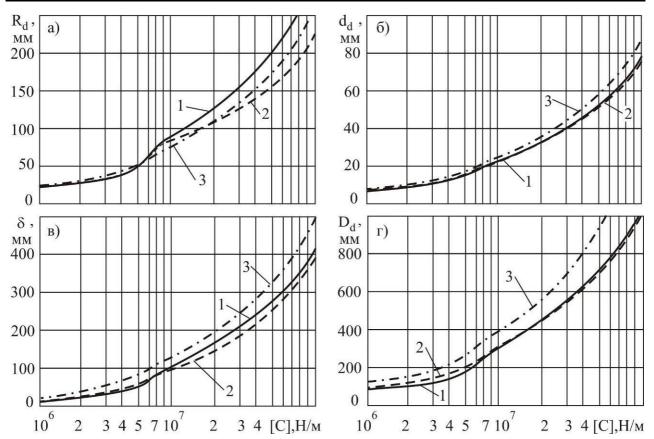


Рис. 13. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и центрального угла, минимально допустимый по технологическим условиям, $\gamma_{d, \min}$ (для n_e = 8):

a -
$$R_d$$
; 6 - d_d ; 3 B - δ ; B - D_d ; 1 - $\gamma_{d, \min} = 60^{\circ}$; 2 - $\gamma_{d, \min} = 90^{\circ}$; 3 - $\gamma_{d, \min} = 120^{\circ}$

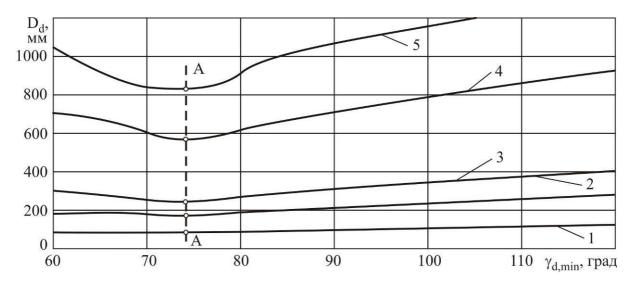


Рис. 14. Влияние угла $\gamma_{d, \min}$ на габаритный диаметр D_d демпферного устройства при различной требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства [C]: 1 - [C]= 1 МН/м; 2 - [C]= 5 МН/м; 3 - [C]= 10 МН/м; 4 - [C]= 50 МН/м; 5 - [C]= 100 МН/м; A-A – геометрическое место точек $(D_d)_{\min}$

Как и в случае кольцевых упругих элементов, многорядная установка дуговых элементов однозначно положительно сказывается на повышении компактности демпферного устройства при сохранении его требуемой эквивалентной жесткости [C]. Результаты расче-

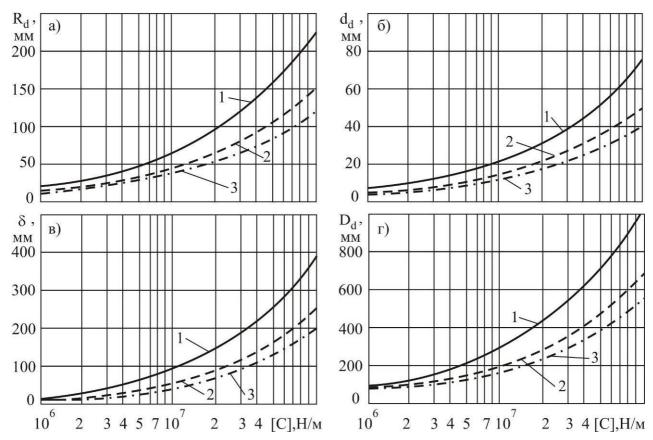


Рис. 15. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости [C] и числа рядов установки упругих элементов (для $\gamma_{d, \min} = 90^{\circ}$): а - R_d ; б - d_d ; 3 в - δ ; в - D_d ; 1 - однорядная установка; 2 - двухрядная; 3 - трехрядная

тов для одно-, двух- и трехрядной установки упругих элементов показаны на рис. 15. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой дуговых упругих элементов с круговым поперечным сечением можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10 МН/м, с двухрядной установкой – (2...4)...(20...30) МН/м, с трехрядной установкой – (3...5)...(30...50) МН/м. Аналогичные рекомендации характерны и для кольцевых упругих элементов с прямоугольным поперечным сечением.

Выводы.

- 1. Предложенные конструктивные варианты кольцевых и дуговых упругих элементов способны обеспечить необходимые требования по жесткости и компактности к демпферным устройствам цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных грузовых стрел крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин.
- 2. Проектирование упругих элементов должно быть основано на использовании подходов и методов оптимального проектирования машиностроительных конструкций, что позволяет получить оптимальное сочетание характерных конструктивных размеров элементов, обеспечивающее максимальную компактность демпферного устройства в целом, при соблюдении устанавливаемой проектировщиком всей совокупности конструктивных, технологических, жесткостных и прочностных условий.
- 3. Оказывается практически целесообразной компоновка упругих элементов в 2 или 3 параллельно расположенных ряда. Это позволяет не только уменьшить конструктивные размеры упругих элементов, но и повысить компактность демпферного устройства в целом. При двухрядной компоновке в 1,2...2,0 раза (кольцевой элемент) и 1,4...1,5 раза (дуговой элемент). При трехрядной компоновке в 1,3...2,5 раза (кольцевой элемент) и 1,8...1,9 раза (дуговой элемент). В случае кольцевого элемента эффективность многорядной компоновки воз-

растает при необходимости обеспечить большие величины общей жесткости демпферного устройства, тогда как в случае дугового элемента эффективность оказывается постоянной.

- 4. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой кольцевых упругих элементов можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10~MH/m, с двухрядной установкой (2...4)...(15...20)~MH/m, с трехрядной установкой (3...5)...(20...30)~MH/m.
- 5. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой дуговых упругих элементов можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10~MH/m, с двухрядной установкой (2...4)...(20...30) MH/m, с трехрядной установкой (3...5)...(30...50) MH/m.
- 6. Использование дуговых упругих элементов при любой рядности их установки позволяет получать более компактные демпферные устройства, чем при использовании кольцевых элементов. Эффективность использования дуговых элементов возрастает с уменьшением рядности установки и с увеличением требуемой жесткости демпферного устройства.
- 7. Разработанные методики оптимального проектирования кольцевых и дуговых упругих элементов демпферных устройств были реализованы в вычислительном комплексе «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов» [18].

Список литературы.

- 1. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов: в 2-х т. Т.1 / В.С. Котельников, Н.А. Шишков, А.С. Липатов, Л.А. Невзоров, А.М. Горлин. М.: Госгортехнадзор России, 1996. 392 с.
- 2. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Часть 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. РД 10-112-2-09. Введены в действие с 01.05.2009.
- 3. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. Брянск: РИО БГУ, 2015.-186 с.
- 4. Лагерев, И.А. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Приводы и компоненты машин. 2015. № 2. С. 2-4.
- 5. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. Брянск: БГТУ, 2012. 196 с.
- 6. Лагерев, А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 3. С. 24–31.
- 7. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. 2013. № 4. С. 21–26.
- 8. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // International Review on Modelling and Simulations. 2014. Vol. 7, N. 4. P. 644–652.
- 9. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8, N. 2. P. 223–226.
- 10. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-мани-пуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. -2015. № 14. С. 101-106.
- 11. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ КВСгапе Dynamics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614195 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

- 12. Патент 160246 Российская Федерация В66С 23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, -3аявл. 29.07.15, № 2015131596. Опубл. 10.03.16. Бюл. № 7.
- 13. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37-43. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/ 2015-N2/2015-02-05. pdf.
- 14. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования шарнирных соединений стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. № 1. С. 18-36. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf.
- 15. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. Брянск: БГТУ, 2013. 228 с.
- 16. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Т. 1. / Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 832 с.
- 17. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б.Иосилевич. М.: Машиностроение, 1088. 368 с.
- 18. Лагерев И.А. Программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016614819 от 05 мая 2016 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

Сведения об авторе

Лагерев Игорь Александрович - кандидат технических наук, проректор по инновационной работе $\Phi\Gamma$ БОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», lagerev-bgu@yandex.ru.

OPTIMIZATION OF ELASTIC ELEMENTS OF A DAMPING DEVICES FOR CYLINDRICAL HINGES IN CRANE-MANIPULATING INSTALLATIONS OF MOBILE MACHINES

I.A. Lagerev

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article considers the problems of designing an original damping devices worn for cylindrical hinges in crane-manipulating installations of mobile machines. These devices can significantly reduce the additional impact load on a steel structure manipulators due to the presence of increased gaps in the hinges. Formulated the general formulation of nonlinear constrained optimization of the sizes of the elastic elements of the damping devices. Considered a promising design variants of elastic elements. For circular and arc elastic elements with circular and rectangular cross-section formulated the problems of optimal design including criterion functions and systems of geometric, technological, stiffness and strength penalty constraints. Analysis of the impact of various operating and design parameters on the results of optimal design of elastic elements was performed. Were set to the recommended the use of the constructive types of elastic elements to generate the required stiffness of the damper devices.

Keywords: crane-manipulator installation, mobile machine, cylindrical hinge, gap, dynamic load, damper device, elastic element, optimization, stiffness, strength

Acknowledgements

This work was supported by President Grant for Government Support of Young Russian Scientists No. MK-92.2014.8.

References

- 1. Kotelnikov V.S., Shishkov N.A., Lipatov A.S., Gorlin A.M. *Spravoshnik po tekhnich-eskomu obsluzhivaniyu, remontu b diagnostirovaniyu gruzopodemnykh kranov. Vol. 1* [Guide for maintenance, repair and diagnostics of hoisting cranes]. Moscow, Gosgortekhnadzor Rossii, 1996. 392 p.
- 2. RD 10-112-2-09. Metodicheskie rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodemnykh mashin. Part 2. Krany strelovye obchshego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodemnye. [RD 10-112-2-09. Methodological recommendations on expert inspection of hoisting machines. Part 2. Cranes general purpose and crane-manipulators].
- 3. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskikh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
- 4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Dynamics simulation of hydraulic cranemanipulator with gaps in hinge joints of a boom, *Privody i komponenty machin*, 2015, No.2, pp. 2-4.
- 5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika tryekhzvennykh gidravlicheskikh kranov-manipulatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p.
- 6. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31.
- 7. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.
- 8. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // International Review on Modelling and Simulations. 2014. Vol. 7, N. 4. P. 644–652.
- 9. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8, N. 2. P. 223–226.
- 10. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines, *Dostizheniya vuzovskoy nauki*, 2015, No.14, pp. 101-106.
- 11. Lagerev A.V., Milto A.A. KBCrane Dynamics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [KBCrane Dynamics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614195, 2014.
- 12. Patent RU 160246. *Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely kranomanipulyatornoy ustanovki* [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016.
- 13. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 37-43. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-05.pdf.
- 14. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps, *Nauchno-tekhnicheskiy vest-nik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf.
- 15. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiy Universitet, 2013. 228 p.
- 16. Birger I.A., Panovko Ya.G. *Prochnost, ustoychvost, kolebaniya. Spravochnik. Vol. 1* [Strength, stability, oscillations. Guide in 3 volumes]. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 832 p.

- 17. Iosilevich G.B. Detali mashin [Mashine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 368 p.
- 18. Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks "Modelirovanie i optimizatsiya sharnirnykh dempferov"*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Simulation and optimization of hinge dampers". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2016614819, 2016.

Author' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *lagerev-bgu@yandex.ru*.

УДК 621.86

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНЫЕ РАСЧЕТЫ В ЗАДАЧАХ ПРОЧНОСТИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Н.А. Титов

Научно-производственное предприятие «Приводные системы»

В статье выполнен обзор основных подходов к расчету подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Приведены основные положения для выполнения нелинейных конечноэлементных расчетов несущих металлоконструкций подъемно-транспортных машин. Рассмотрены алгоритмы построения матриц жесткости нелинейных конечных элементов и алгоритмы численного итерационного интегрирования уравнений. Выполнены расчеты в нелинейной постановке тестовых объектов и ленты подвесного конвейера.

Ключевые слова: грузоподъемная машина, расчет, метод конечных элементов, нелинейная задача.

При проектировании грузоподъемных машин требуется выполнение расчетов на прочность, жесткость, устойчивость, усталостную долговечность. Однако точное решение этих задач в рамках теории упругости для сложных пространственных конструкций получить невозможно. На практике инженерами используются методы сопротивления материалов и строительной механики. Эти методы применимы к простейшим системам. Для анализа напряженно-деформированного состояния сложных пространственных конструкций, состоящих из множества элементов, используются численные методы. Наибольшее распространение получил метод конечных элементов (МКЭ) [1, 2].

Наиболее простые расчетные схемы грузоподъемных машин представляют собой совокупность стержней или балок. Для их расчета используются стержневые конечные элементы [2, 3]. Если стержневые элементы являются абсолютно твердыми телами, соединенными между собой цилиндрическими или призматическими шарнирами, то метод конечных элементов используется для точного вычисления инерционных и прочностных характеристик поперечного сечения стержней [4, 5]. Однако такой подход применим только для предварительных расчетов, так как стержневые конечные элементы не учитывают реальное распределение механических напряжений в конструкции [1, 6].

Несущие металлоконструкции подъемно-транспортных машин, как правило, являются тонкостенными [7, 8]. Тонкостенные элементы моделируются плоскими конечными элементами [1, 2, 8]. Точность результатов расчета существенно зависит от выбранного размера конечных элементов [9, 10]. Характерный размер при расчете кранов-манипуляторов следуют принимать равным $(1...2)\delta$, где δ — толщина элементов конструкции [9]. Для мостовых кранов это соотношение может достигать $(5...6)\delta$ [6, 8, 11]. Наиболее точные модели стреловых кранов содержат также подмодели гидроцилиндров и шарниров [2, 9]. Для оценки живучести при расчете необходимо учитывать влияние остаточных сварных напряжений [12].

Для расчета прочности отдельных узлов грузоподъемных машин (крюка, шарнира, зубчатого колеса) используются объемные конечные элементы [2, 8].

При решении большинства задач предполагается, что и перемещения и деформации конструкции малы. Практически это означает, что форма конечных элементов в процессе нагружения не изменяется, для вычисления деформаций можно использовать приближенные линейные зависимости. При точном определении перемещений ряда конструкций может оказаться необходимым учет геометрической нелинейности. Например, мембранные напряжения, которыми обычно пренебрегают при изгибе пластин, могут явиться причиной значительного уменьшения перемещений даже при малых деформациях. С другой стороны, может оказаться, что нагрузка, при которой прогиб увеличивается, достигается быстрее, чем это предсказывается линейной теорией, и может возникнуть ситуация, в которой при продолжающемся деформировании несущая способность будет падать. Это не что иное, как классическая задача устойчивости конструкций. В указанных случаях задача должна решаться в нелинейной постановке [13, 14].

Независимо от того, велики или малы перемещения (деформации), внутренние и внешние силы должны удовлетворять условиям равновесия. Если перемещения определяются конечным числом (узловых) параметров $\{u\}$ то, должно выполняться равенство

$$\{\psi(\{u\})\} = \int_{V} \left[\overline{B}\right]^{T} \{u\} - \left\{\overline{R}\right\} = 0, \qquad (1)$$

где $\{\psi(\{u\})\}$ – сумма внешних и внутренних обобщенных сил, а матрица $[\overline{B}]$ зависит от $\{u\}$ и определяется из соотношения

 $d\{\varepsilon\} = \left[\overline{B}\right] \cdot d\{u\}.$

Матрицу $[\overline{B}]$ можно представить в виде

ить в виде
$$\left[\overline{B}\right] = \left[B_0\right] + \left[B_L(u)\right],$$

где $[B_0]$ — матрица, определяющая бесконечно малые деформации, а матрица $[B_L(u)]$ зависит от перемещений. В общем случае $[B_L(u)]$ является линейной функцией перемещений.

Уравнение (1) решается итерационным методом. При использовании метода Ньютона необходимо, найти зависимость между $d\{u\}$ и $d\{\psi\}$ [13, 14]. Варьируя (1) по $d\{u\}$ получаем

$$d\{\psi\} = \int_{V} d\left[\overline{B}\right]^{T} \{\sigma\} dV + \int_{V} \left[\overline{B}\right]^{T} d\{\sigma\} dV,$$

$$d\{\sigma\} = \left[D\right] \cdot d\{\varepsilon\} = \left[D\right] \cdot \left[\overline{B}\right] \cdot d\{u\},$$

$$d\left[\overline{B}\right] = d\left[B_{L}\right].$$
(2)

Поэтому

$$d\{\psi\} = \int_{V} d[B_L]^T \cdot \{\sigma\} \cdot dV + \left[\overline{K}\right] \cdot d\{u\},\,$$

где

$$[K] = \int_{V} [\overline{B}]^{T} \cdot [D] \cdot [\overline{B}] \cdot dV = [K_{0}] + [K_{L}],$$

а $\left[K_{0}\right]$ является обычной матрицей жесткости при малых деформациях, т.к. $\left[K_{0}\right]$ имеет вид

$$[K_0] = \int_V [B_0]^T \cdot [D] \cdot [B_0] \cdot dV.$$

Матрица $[K_L]$ появляется из-за того, что перемещения велики.

$$\begin{bmatrix} K_L \end{bmatrix} = \int_V \begin{bmatrix} B_0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_L \end{bmatrix} \cdot dV + \int_V \begin{bmatrix} B_L \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_L \end{bmatrix} \cdot dV + \int_V \begin{bmatrix} B_L \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_0 \end{bmatrix} \cdot dV$$

Матрица $\left[\overline{K}\right]$ известна как матрица начальных перемещений, матрица больших перемещений и т.п. Эту матрицу можно построить, считая деформации малыми, но учитывая изменения координат элемента при вычислении жесткостей.

Первый член выражения (2) может быть записан в виде

$$\int_{V} d[B_L]^T \cdot \{\sigma\} \cdot dV = [K_{\sigma}] \cdot d\{u\},\,$$

где $[K_{\sigma}]$ — симметричная матрица, зависящая от величины напряжения (в справедливости этого утверждения, вероятно, лучше всего убедиться на конкретных примерах). Эта матрица известна как матрица начальных напряжений или геометрическая матрица. Таким образом,

$$d\{\psi\} = ([K_0] + [K_{\sigma}] + [K_L]) \cdot d\{u\} = [K_T] \cdot d\{u\},$$

где $[K_T]$ — полная матрица тангенциальных жесткостей. Она должна быть положительно определенной, чтобы состояние равновесия было устойчивым [13, 14].

Итерационный алгоритм содержит следующие этапы.

- 1. В качестве первого приближения $\{u\}$ строится линейное решение.
- 2. С помощью соотношения (1) определяется $\{\psi\}_1$ для заданной матрицы [B] и текущего значения напряжений.
 - 3. Строится матрица $[K_T]$.
 - 4. Определяется поправка $\Delta \{u\}_1 = -[K_T]^{-1} \{\psi\}_1$.
 - 5. Процесс повторяется до тех пор, пока не достигается требуемая точность [13, 14].

Все решения можно находить за один шаг для полной действующей нагрузки. Однако, как и во всех нелинейных задачах, возникает возможность неединственности решения и при этом может быть найдено решение, не имеющее физического смысла. В таких случаях целесообразно задавать нагрузку отдельными приращениями и получать нелинейное решение для каждого приращения. При этом необходимо периодически проверять выполнение условия равновесия с помощью нелинейного соотношения (1) [13, 14].

При построении матрицы жесткости элемента сначала формируется нелинейная матрица градиента. Вектор полной трехмерной деформации можно представить через компоненты бесконечно малой и большой деформаций

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^0\} + \{\varepsilon^L\}$$

где

$$\left\{ \varepsilon^{0} \right\} = \left\{ \varepsilon_{x} \quad \varepsilon_{y} \quad \varepsilon_{z} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx} \quad \gamma_{xy} \right\} = \left\{ \frac{\partial u}{\partial x} \quad \frac{\partial v}{\partial y} \quad \frac{\partial w}{\partial z} \quad \frac{\partial v}{\partial z} \quad \frac{\partial w}{\partial y} \quad \frac{\partial w}{\partial x} \quad \frac{\partial u}{\partial z} \quad \frac{\partial u}{\partial y} \quad \frac{\partial v}{\partial x} \right\}^{T}.$$

Нелинейные члены запишем в следующем виде:

$$\left\{ \boldsymbol{\varepsilon}^{L} \right\} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \left\{ \boldsymbol{\theta}_{x} \right\}^{T} & 0 & 0 \\ 0 & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{y} \right\}^{T} & 0 \\ 0 & 0 & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{z} \right\}^{T} \\ 0 & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{z} \right\}^{T} & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{y} \right\}^{T} \\ \left\{ \boldsymbol{\theta}_{x} \right\}^{T} & 0 & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{x} \right\}^{T} \\ \left\{ \boldsymbol{\theta}_{x} \right\}^{T} & \left\{ \boldsymbol{\theta}_{x} \right\}^{T} & 0 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} [A] \cdot [\boldsymbol{\theta}],$$

где

$$\{\theta_x\}^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial x} \end{bmatrix}, \ \{\theta_y\}^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial y} \end{bmatrix}, \ \{\theta_z\}^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial v}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix}.$$

$$d\left\{\varepsilon^L\right\} = \frac{1}{2}d[A] \cdot \{\theta\} + \frac{1}{2}[A] \cdot d\left\{\theta\} = [A] \cdot d\left\{\theta\right\} \ [13; 14].$$

Вектор $\{\theta\}$ можно выразить через функцию формы [N] и узловые перемещения $\{u\}$ следующим образом

$$\{\theta\} = [G]\{u\},$$

Откуда получаем

$$d\left\{\varepsilon^{L}\right\} = [A] \cdot [G] \cdot d\left\{u\right\},$$
$$[B_{L}] = [A] \cdot [G] [13; 14].$$

Нелинейную матрицу жесткости (зависящую от перемещений) можно получить согласно выражению

$$[K_L] = \int_V [B_L]^T \cdot [D] \cdot [B_L] \cdot dV.$$

Для получения полной матрицы тангенциальных жесткостей необходимо построить матрицу начальных напряжений $[K_{\sigma}].$

$$\begin{split} \left[K_{\sigma}\right] \cdot d\left\{\sigma\right\} &= \int\limits_{V} d\left[B_{L}\right]^{T}\left\{\sigma\right\} dV = \int\limits_{V} \left[G\right]^{T} d\left[A\right]^{T}\left\{\sigma\right\} dV \,. \\ d\left[A\right]^{T}\left\{\sigma\right\} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x}I_{3} & \tau_{xy}I_{3} & \tau_{xz}I_{3} \\ \dots & \sigma_{y}I_{3} & \tau_{yz}I_{3} \\ \dots & \dots & \sigma_{z}I_{3} \end{bmatrix} \cdot d\left\{\theta\right\} = \left[M\right] \cdot \left[G\right] \cdot d\left\{u\right\}, \end{split}$$

где I_3 – единичная матрица размера 3х3 [13

Окончательно получаем

$$[K_{\sigma}] = \int_{V} [G]^{T} [M] \cdot [G] \cdot dV.$$

 $\big[K_{\sigma}\big] = \int\limits_V \big[G\big]^T \big[M\big] \cdot \big[G\big] \cdot dV \;.$ Полную матрицу тангенциальных жесткостей получаем простым суммированием трех матриц $[K_0]$, $[K_L]$ и $[K_{\sigma}]$ [13, 14].

С использованием приведенных зависимостей выполним расчет тестовой задачи, расчетная схема которой приведена на рис. 1. Здесь цифрами обозначены номера узлов конечноэлементной сетки. Сила P=1. Материал конструкции — сталь.

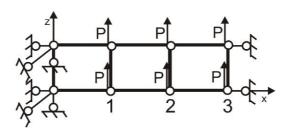


Рис. 1. Расчетная схема тестовой задачи

Результаты расчета показаны на рис. 2 и рис. 3. Видно, что с 4 итерации линейное и нелинейное решения начинают существенно расходиться. Итоговая разница (после 10 итерации) достигает 19,6%. Максимальная нелинейная деформация (в узле №3) достигает 7,22 мм, что совпадает с аналитическим решением нелинейной задачи.

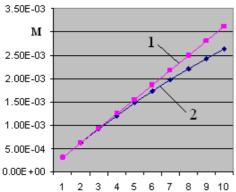


Рис. 2. Зависимость перемещения от нагрузки для узла №1:

1 – линейное решение;

2 – нелинейное решение

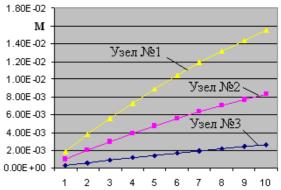
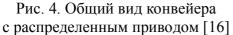


Рис. 3. Перемещения трех узлов тестовой расчетной схемы

Ленточные конвейеры, на протяжении многих лет находили широкое применение в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, пищевых производствах и других отраслях промышленности. Предложены современные конструкции ленточных конвейеров с распределенным приводом (рис. 4) [15, 16]. При расчете конвейерной ленты, появляется необходимость решения геометрически нелинейной задачи, так как прогиб ленты под нагрузкой может достигать больших величин.





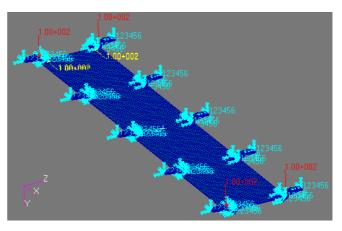


Рис. 5. Расчетная конечноэлементная модель участка конвейерной ленты

Расчетная конечноэлементная схема участка конвейерной ленты рассматриваемого конвейера приведена на рис. 5. Исходные данные для решения задачи: усилие натяжения ленты -100 H, вертикальная нагрузка со стороны груза -550 H/м. Весовая нагрузка определяется автоматически с учетом заданной величины ускорения свободного падения 9.81 м/с². Скорость движения ленты 0.5 м/с. Материал креплений - сталь. Упругие характеристики конвейерной ленты приняты на основании данных [17]. Исходное число ступеней приложения внешней нагрузки -10. Результаты расчета приведены на рис. 6 и 7.

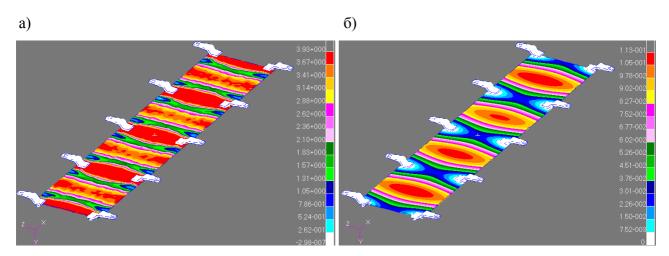


Рис. 6. Результаты нелинейного расчета участка конвейерной ленты (100% нагрузки): а — напряжения (МПа), б — вертикальные перемещения (мм)

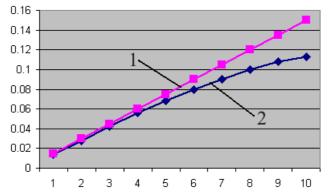


Рис. 7. Зависимость максимального перемещения от нагрузки: 1 — линейное решение; 2 — нелинейное решение

Результаты расчетов показывают, что применение линейных зависимостей и расчетных схем в тех случаях, когда задача является нелинейной, приводит к значительным погрешностям в расчетах (20-30%). Если по результатам первичного расчета в конструкции наблюдаются большие деформации или напряжения, превосходящие предел текучести материала, необходимо повторно решить задачу в нелинейной постановке. Дальнейшие исследования будут посвящены нелинейному моделированию напряженно-деформированного состояния лент конвейеров с распределенным приводом.

Список литературы

- 1. Лагерев, И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов // И.А. Лагерев. Брянск: БГТУ, 2013. 116 с.
- 2. Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемнотранспортных машин / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. Брянск: БГУ, 2014. 186 с.
- 3. Бословяк, П.В. Реализация методики оптимального проектирования металлоконструкции конвейера с подвесной лентой / П.В. Бословяк, Е.П. Зуева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. № 1. С. 37-45.
- 4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes, *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol. 7, No. 4, pp. 644-652.
- 5. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. 2013. № 4. С. 21-26.
- 6. Толоконников, А.С. Потенциальные места разрушения несущих металлоконструкций мостовых кранов / А.С. Толоконников, Г.В. Селиверстов, И.Ю. Выборнов // Тяжелое машиностроение. 2007. № 3. С. 37-39.
- 7. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана/ Высшая школа, 2000. 552 с.
- 8. Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.
- 9. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния кранаманипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. №4. С. 29-36.
- 10. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемнотранспортное дело. 2013. №3. С. 7-10.
- 11. Попов, В.Г. Дефекты металлоконструкций литейных кранов и пути их устранения / В.Г. Попов, Д.Ф. Габтыкаев // Безопасность труда в промышленности. 2009. №4. С. 18-20.
- 12. Вершинский, А.В. Расчетное определение напряжений в несущих элементах подъемно-транспортных машин, работающих на больших глубинах / А.В. Вершинский, А.Н. Шубин // Механизация строительства. 2013. \mathbb{N} 6. С. 22-26.
 - 13. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы / Р.Галлагер. М.: Мир, 1975. 428 с.
- 14. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О.Зенкевич. М.: Мир, 1975. 540 с.
- 15. Лагерев, А.В. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом / А.В. Лагерев, Д.Ю. Кулешов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 2. С. 50-56.
- 16. Толкачев, Е.Н. Анализ динамики подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 1. С. 55-64.

17. Пешков, С.В. Определение специальных характеристик элементных составляющих конвейерных лент / С.В. Пешков // Вестник Кузбасского государственного технического университета. - 2010. - №1. - С. 136-138.

Сведения об авторе

Титов Николай Алексеевич – кандидат технических наук, ведущий инженер Научно-производственного предприятия «Приводные системы» (г. Комсомольск-на-Амуре), titov5910@yandex.ru.

NONLINEAR FINITE ELEMENT CALCULATIONS IN PROBLEMS OF STRENGTH OF LIFTING-TRANSPORT MACHINES

N.A. Titov

Scientific production enterprise «Privodnye Sistemy»

The main approaches to lifting-transport machines simulation by finite elements method are under consideration in this article. Contains general provisions for performing nonlinear finite element calculations of load-bearing metal structures of handling machines. The algorithms of constructing stiffness matrices of nonlinear finite element and iterative algorithms for the numerical integration of the equations are shown. These are results of nonlinear simulation of the test objects and the overhead conveyor belt.

Keywords: hoisting machine, finite element method, nonlinear problem, conveyor belt

References

- 1. Lagerev I.A. *Raschety gruzopodemnykh mashin metodom konechnyh elementov* [Lifting and tarnsport machines finite-elements simulation]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiy Universitet, 2013. 116 p.
- 2. Vershinckiy A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyy analiz metal-licheskikh konstructsiy pod'yemno-transportnykh mashin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p.
- 3. Boslovyak P.V., Zueva E.P. Realization methodology for optimal design of steel structures conveyors with hanging belt, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 37-45. Available at: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-04.pdf.
- 4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes, *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol. 7, No. 4, pp. 644–652.
- 5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.
- 6. Tolokonnikov A.S. Potentsialnye mesta razrusheniya nesushchikh metallokonstruktsiy mostovykh kranov, *Tyazholoe mashinostroenie*, 2007, No.3, pp. 37-39.
- 7. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye machiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p.
- 8. Sokolov S.A. *Metallicheskie konstruktsii podemno-transportnykh mashin* [Lifting-transport machines metall constructions]. SPb, Politekhnika, 2005. 423 p.
- 9. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine, *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36.
- 10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.3, pp. 7-10.

- 11. Popov V.G, Gabtykaev D.F. Defekty metallokonstruktsiy liteynykh kranov I puti ikh ustraneniya, *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2009, No.4, pp. 18-20.
- 12. Vershinckiy A.V., Shubin A.V. Raschetnoe opredelenie napryazheniy d nesushchikh elementakh podemno-transportnykh mashin, rabotayushchikh na bolshikh glubinakh, *Nekhanizatsiya stroitelstva*, 2013, No.6, pp. 22-26.
 - 13. Gallager R. Metod konechnyh elementov [Finite element method]. Moscow, Mir, 1975. 428 p.
- 14. Zenkevich O. *Metod konechnyh elementov v tekhnike* [Finite element method in engineering]. Moscow, Mir, 1975. 540 p.
- 15. Lagerev A.V., Kuleshov D.Yu. Dynamic processes of discrete section of a conveyor with suspended belt and distributed drive at transient state of work, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 50-56.
- 16. Tolkachev E.N. Analysis of the dynamics of suspensions of discrete section of the conveyor with suspended belt and distributed drive, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosu-darstvennogo universiteta*, 2015, No.1, pp. 55-64. Available at: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N1/2015-01-10.pdf.
- 17. Peshkov S.V. Opredelenie spetsialnykh kharakteristik elementnykh sostavlyayushchikh konveyernykh lent, *Vestnik kuzbasskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2010, No.1, pp. 136-138.

Author' information

Nikolay A. Titov - Candidate of technical Sciences, Lead engineer of Scientific production enterprise «Privodnye sistemy» (Komsomolsk-on-Amur), *titov5910@yandex.ru*.

УДК 621.86

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ СТАЦИОНАРНОГО КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ

П.В. Бословяк, Е.П. Зуева

Брянский государственный технический университет

Представлены результаты расчета металлоконструкции ООО «Конвейер» с последующим анализом ее основных конструктивных узлов. Выполнен сравнительный анализ результатов металлоконструкции ООО «Конвейер» с аналогичной металлоконструкцией, полученной в процессе оптимального проектирования.

Ключевые слова: металлоконструкция, конвейер с подвесной лентой, оптимальное проектирование, оптимизация, параметры, конструктивные узлы, силовые факторы, эксплуатационные нагрузки.

Металлоконструкция ООО «Конвейер» при стационарном режиме работы с полной загрузкой ленты просчитывалась по первой и второй группам предельных состояний. Для этого составлялась геометрическая каркасная модель (рис. 1) [2, 4, 7, 8].

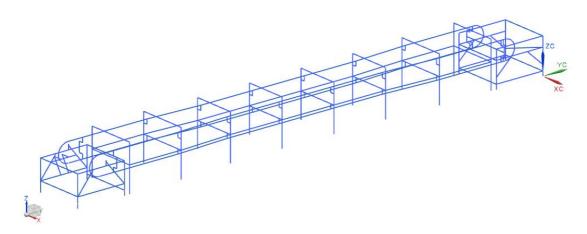


Рис. 1. Геометрическая каркасная модель металлоконструкции ООО «Конвейер»

Металлоконструкции натяжной станции, линейной секции и приводной станции ООО «Конвейер» преимущественно состоят из конструктивных элементов двух основных профилей поперечного сечения: швеллера N26,5 и прямоугольной трубы $80\times40\times4$. Для стержней и раскосов несущей конструкции профили поперечных сечений представлены на рис. 2.

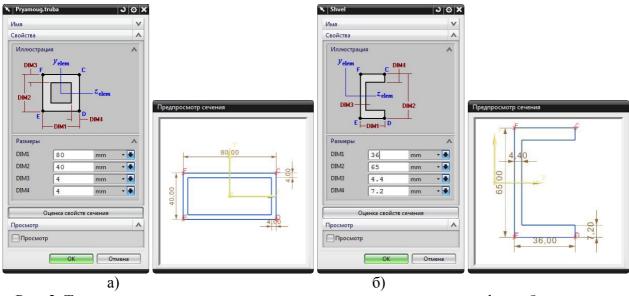


Рис. 2. Тип и размеры поперечного сечения: а – прямоугольного профиля; б – швеллера

Далее осуществлялось преобразование геометрической каркасной модели в конечноэлементную расчетную схему, формировалась сетка конечных элементов (рис. 3). При этом элементы конструкции разделялись по группам [4, 9, 10].

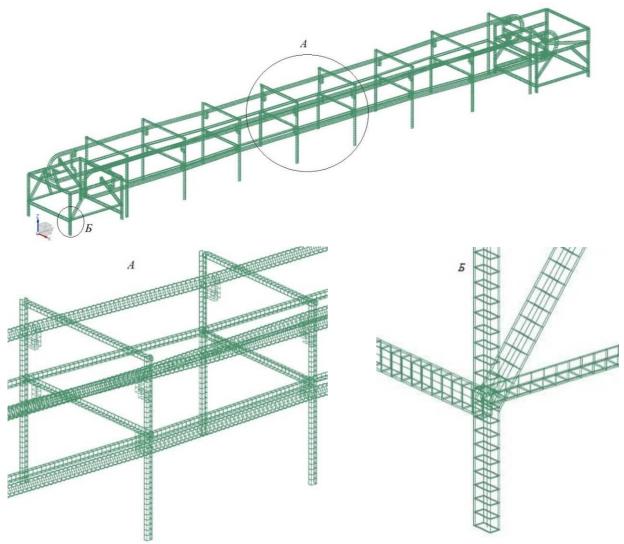


Рис. 3. Вариант сетки конечных элементов металлоконструкции ООО «Конвейер»

Для каждой группы из библиотеки материалов выбирался требуемый материал – сталь $09\Gamma 2C$.

В табл. 1 представлены профили поперечных сечений и массы узлов металлоконструкции конвейера с подвесной лентой ООО «Конвейер» [4].

Таблица 1 Массогабаритные характеристики металлоконструкции конвейера ООО «Конвейер»

Узел конвейера		Профиль поперечного сечения	Масса металлоконструкции, кг
OOO «Конвейер»			4807
Линейная секция		швеллер № 6,5	177
Натяжная станция		прям. труба 80×40×4	300
Приводная станция		швеллер №6,5 и прям. труба 80×40×4	231
Направляющая	прямолинейная	круглая труба 57×4	2672
	криволинейная	круглый профиль 56	365

Осуществлялось формирование расчетной схемы металлоконструкции КПЛ ООО «Конвейер» [4-6, 11, 12].

Далее выполнялись расчеты по первой и второй группам предельных состояний. После их окончания получались новые распределения значений сил, моментов, напряжений и прогибов в стержнях и раскосах металлоконструкции стационарного конвейера с подвесной лентой ООО «Конвейер» (рис. 4-5) [2, 4].

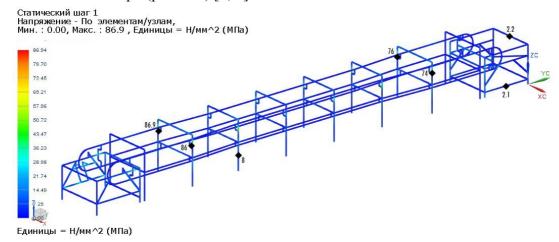


Рис. 4. Эквивалентные напряжения в металлоконструкции ООО «Конвейер»

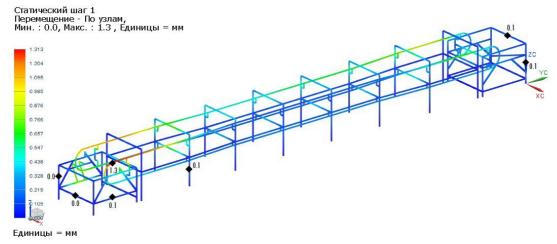


Рис. 5. Стрела прогиба в металлоконструкции ООО «Конвейер»

Значения внутренних силовых факторов, возникающие в металлоконструкции конвейера с подвесной лентой ООО «Конвейер», представлены в таблице 2.

Таблица 2 Значения внутренних силовых факторов металлоконструкции конвейера ООО «Конвейер»

Внутренний силовой	Стационарный	Нестационарный	Нестационарный
фактор, деформация	режим с загрузкой	режим с загрузкой	режим без
фактор, деформация	ленты	ленты	загрузки ленты
Осевая сила N, кН			
- растяжение	1,70	1,87	1,56
-сжатие	4,34	4,33	4,43
Поперечная сила Q, кН	1,58	1,98	1,27
Изгибающий момент M , $H \cdot M$	230	275	159
Эквивалентное напряжение, МПа	86,9	103,9	55
Стрела прогиба, мм	1,3	1,6	1,0

Анализ полученных результатов металлоконструкции ООО «Конвейер» показал [1]:

- 1. Наибольшее значение осевой силы N=4,43 H возникает при нестационарном режиме работы конвейера с подвесной лентой без загрузки ленты в вертикальных стержнях приводной станции с профилем прямоугольной трубы $80\times40\times4$ (допускаемое значение осевой силы N=230 кH). В поперечных стержнях линейной секции, приводной и натяжной станций металлоконструкции действуют минимальные осевые силы (менее 5% от максимальной величины).
- 2. Поперечная сила имеет максимальное значение $Q = 1,98 \, \text{H}$. Она возникает в продольных стержнях натяжной станции.
- 3. Максимальный изгибающий момент $M=275~\mathrm{H\cdot m}$ возникает в вертикальных стержнях приводной станции, имеющей прямоугольный профиль $80\times40\times4$ (допускаемое значение изгибающего момента $M=2912~\mathrm{H\cdot m}$).
- 4. Наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma = 103,9$ МПа возникают при нестационарном режиме работы конвейера с подвесной лентой с загрузкой ленты в вертикальных стержнях линейной секции и не превышают предельных напряжений $[\sigma] = 265$ МПа.
- 5. Значение максимальной стрелы прогиба металлоконструкции f=1,6 мм возникает на участках прямолинейных направляющих и удовлетворяет условия допускаемого значения прогиба [f]=20 мм. Минимальные значения прогибов возникают в узлах линейной секции, натяжной и приводной станций (менее 13% от наибольшей величины прогиба).

Металлоконструкция стационарного конвейера с подвесной лентой ООО «Конвейер» удовлетворяет условиям первой и второй группам предельных состояний.

В результате проведенного сравнительного анализа двух вариантов металлоконструкций – варианта, полученного в ходе оптимального проектирования [3], и ООО «Конвейер» КПЛ выявлено:

- 1. Масса металлоконструкции стационарного конвейера с подвесной лентой, полученная в результате оптимального проектирования, на 1972 кг или на 41% меньше массы металлоконструкции ООО «Конвейер». Это достигалось максимальным использованием несущей конструкции элементов стационарного конвейера с подвесной лентой.
- 2. Масса линейной секции оптимальной металлоконструкции на 125 кг или на 71% меньше массы данного узла ООО «Конвейер». Это достаточно существенная экономия металла, если учесть, что металлоконструкция данного конвейера состоит из 7 линейных секций.
- 3. Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в металлоконструкции ООО «Конвейер» составляли 103,9 МПа при нестационарном режиме работы конвейера с подвесной лентой с загрузкой ленты (допускаемое значение напряжений для стали 09Г2С равно 265 МПа). Данный запас несущей конструкции по напряжениям является избыточным с точки зрения использования и экономии материала. Для оптимального результата при нестационарном режиме работы конвейера с загрузкой ленты эквивалентные напряжения составили 262 МПа, при этом учитывалось коррозионное воздействие в течение заданного нормативного срока службы металлоконструкции стационарного конвейера с подвесной лентой. При стационарном режиме работы для металлоконструкции конвейера с подвесной лентой после процедуры оптимального проектирования эквивалентные напряжения составляли 221 МПа, а для металлоконструкции конвейера ООО «Конвейер» 86,9 МПа.
- 4. Массы натяжной и приводной станций, полученные в результате оптимального проектирования на 257 кг и 180 кг или на 85% и 78% соответственно меньше масс данных узлов конвейера ООО «Конвейер».
- 5. Масса прямолинейной направляющей после процедуры оптимального проектирования снизилась по сравнению с массой данного узла ООО «Конвейер» на 623 кг или 23%, а масса криволинейной направляющей на 37 кг или 10%.

Список литературы

- 1. Бословяк, П.В. Анализ влияния конструктивных и режимных параметров стационарных конвейеров с подвесной лентой на результаты оптимального проектирования их металлоконструкции / П.В. Бословяк, Е.П. Зуева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. №2. С. 23-30.
- 2. Бословяк, П.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций стационарных конвейеров с подвесной лентой: дис. ... канд. техн. наук (05.05.04) / П.В. Бословяк. М., 2015.-160 с.
- 3. Бословяк, П.В. Реализация методики оптимального проектирования металлоконструкции конвейера с подвесной лентой / П.В. Бословяк, Е.П. Зуева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №1. С. 37-45.
- 4. Бословяк, П.В. Универсальная методика оптимального проектирования основных конструктивных узлов металлоконструкции стационарного конвейера с подвесной лентой / П.В. Бословяк, Е.П. Зуева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. №1. С. 32-42.
- 5. Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемнотранспортных машин / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. Брянск: РИО БГУ, 2014.-186~c.
- 6. Лагерев, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой инновационный вид машин непрерывного транспорта / А.В. Лагерев, В.П. Дунаев // Инженерный журнал. Справочник. -2009. № 10 С. 9 14.
- 7. Лагерев, А.В. Универсальная методика оптимального проектирования металлоконструкций конвейеров с подвесной лентой / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестник Брянского государственного технического университета. -2014.- №1. С. 31-36.
- 8. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование узлов металлоконструкции конвейера с подвесной лентой в программном комплексе NX / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестник Брянского государственного технического университета. -2014.- №2.- C. 38-44.
- 9. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций стационарных конвейеров с подвесной лентой на основе разработанной базы конструктивных схем / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестник развития науки и образования. 2014. №3. С. 63-67.
- 10. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. Брянск: БГТУ, 2013. 228 с.
- 11. Лагерев, И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов / И.А Лагерев. Брянск: БГТУ, 2013. 116 с.
- 12. Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. Брянск: РИО БГУ, 2015.-210 с.

Сведения об авторах

Бословяк Павел Валерьевич – кандидат технических наук, ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» Брянского государственного технического университета, boslovyak89@mail.ru.

Зуева Елена Павловна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемнотранспортные машины и оборудование» Брянского государственного технического университета.

COMPARATIVE ANALYSIS OF STEEL STRUCTURES STATIONARY CONVEYORS WITH HANGING BELT

P.V. Boslovyak, E.P. Zueva

Bryansk State Technical University

Presents the results of computation of metal structures LLC «Conveyor» with the subsequent analysis of its main structural units. The analysis results of the metal structures, LLC «Conveyor» with a similar metal structure obtained in the optimal design process.

Keywords: steel structures, conveyor with hanging ribbon, optimal design, optimization, parameters, structural nodes, power factors, operational load.

References

- 1. Boslovyak P.V., Zueva E.P. Analiz vliyaniya konstruktivnykh i rezhimnykh parametrov statsionarnykh konveyerov s podvesnoy lentoy na rezultaty optimalnogo proektirovaniya ikh metallkonstruktsii [Analysis of influence of constructive and regime parameters stationary conveyor with hanging ribbon for their optimum design of steel structures]. *Nauchno-tekhnicheskiy Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 23-30.
- 2. Boslovyak P.V. Optimalnoe proektirovanie metallkonstruktsiy statsionarnykh konveyerov s podvesnoy lentoy: dic. ... cand. of tech. science (05.05.04) [Optimal design of steel structures fixed conveyors with hanging belt]. Moscow, 2015. 160 p.
- 3. Boslovyak P.V., Zueva E.P. Realizatsiya metodiki optimalnogo proektirovaniya metallokonstruktsii konveyera s podvesnoy lentoy [Realization methodology for optimal design of steel structures conveyors with hanging belt]. *Nauchno-tekhnicheskiy Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 37-45.
- 4. Boslovyak P.V., Zueva E.P. Universalnaya metodika optimalnogo proektirovaniya osnovnykh konstruktivnykh uzlov metallkonstruktsiy konveyerov s podvesnoy lentoy [Universal method for optimal design main structural assemblies of steel structures stationary conveyor with hanging ribbon]. *Nauchno-tekhnicheskiy Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.1, pp. 32-42.
- 5. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyy analiz metal-licheskikh konstructsiy podyemno-transportnykh mashin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p.
- 6. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Conveyors with suspersion carrying belt new type of continuous transport mashines. *Inzhenernyy zhurnal. Spravochnik*, 2009, No.10, pp.9-14.
- 7. Lagerev A.V., Boslovyak P.V. Universalnaya metodika optimalnogo proektirovaniya metallkonstruktsiy konveyerov s podvesnoy lentoy [Universal method for optimal design of steel structures conveyors with hanging belt]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.1, pp. 31-36.
- 8. Lagerev A.V., Boslovyak P.V. Optimalnoe proektirovanie uzlov metallkonstruktsii konveyera s podvesnoy lentoy v programmnom komplekse NX [Optimal design of joints of steel structures conveyor with hanging belt in the software package NX]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.2, pp. 38-44.
- 9. Lagerev A.V., Boslovyak P.V. Optimalnoe proektirovanie metallkonstruktsiy statsionarnykh konveyerov s podvesnoy lentoy na osnove razrabotannoy bazy konstruktivnykh skhem [Optimal design of steel structures fixed conveyors with hanging belt designed on the basis of database design schemes]. *Vestnik razvitiya nauki i obrazovaniya*, 2014, No.3, pp. 63-67.
- 10. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy tekhnicheskiy Universitet, 2013. 228 p.
- 11. Lagerev I.A. *Raschety gruzopodyemnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Load-lifting machines calculations by finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiy Universitet, 2013. 116 p.

12. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskikh konstructsiy podyemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal constructions of lifting-transport machines by finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p.

Authors' information

- Pavel V. Boslovyak Candidate of Technical Sciences, Assistant at Bryansk State Technical University, *boslovyak89@mail.ru*.
- Elena P. Zueva Candidate of Technical Sciences, associate Professor at Bryansk State Technical University.

УДК 621.86

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ВАРИАНТОВ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ НА ОСНОВЕ МЕТОДА АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ

К.А. Гончаров

Брянский государственный технический университет

Приведено обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий. Выработаны условия, выполнение которых обеспечивает корректное применение предлагаемой методики в процессе выбора рациональных вариантов технических объектов. В соответствии с выработанными условиями предложен комплекс критериев оценки эффективности систем приводов ленточных конвейеров, а также соответствующая ему структура иерархии.

Ключевые слова: метод анализа иерархий, метод парных сравнений, ленточный конвейер, система приводов, критерии эффективности.

Метод анализа иерархий (МАИ) широко используется для принятия рациональных решений в различных областях жизнедеятельности. При этом сторонники и критики МАИ на протяжении значительного периода времени приводят аргументы в защиту метода и наоборот [1, 2].

Анализируя приведенное в источнике [2] доказательство несостоятельности МАИ можно сделать следующие выводы:

- 1. Полученные авторами логические выкладки, как минимум, спорны, т.к., указывая на тот факт, что шкалы приоритетов вариантов по отдельным критериям в МАИ полагаются шкалами отношений не связанными друг с другом, в приведенном примере авторы вводят общую шкалу для двух используемых критериев. При этом сравнивая значения вариантов по двум критериям в рамках одной шкалы, делается оценочный субъективный вывод о том, какой вариант решения может считаться наилучшим в противовес данным, полученным при определении такого варианта с помощью МАИ.
- 2. В основе МАИ при выявлении приоритетов на каждом уровне иерархии лежит метод парных сравнений. В приведенном в работе [2] примере авторы присваивают каждому рассматриваемому варианту в рамках каждого критерия фиксированное оценочное значение. При таком подходе метод парных сравнений, который априори должен учитывать «индивидуальные отношения» каждой пары вариантов по всем критериям, утрачивает свое смысловое содержание, принимая частную форму, в которой вес варианта в рамках критерия определяется долей его значения в сумме значений всех вариантов по рассматриваемому критерию. Таким образом, отпадает необходимость проведения большинства сопутствующих методу парных сравнений математических операций. Действительно, при парном сравнении степень важности *n*-го варианта *Q_n* в рамках *i*-го критерия при фиксированных оценочных значениях определяется следующим образом:

$$Q_{n} = \frac{\left(\frac{G_{in}}{G_{i1}}\frac{G_{in}}{G_{i2}}\frac{G_{in}}{G_{i3}}...\frac{G_{in}}{G_{ik}}\right)^{1/k}}{\sum_{n=1}^{k} \left(\frac{G_{in}}{G_{i1}}\frac{G_{in}}{G_{i2}}\frac{G_{in}}{G_{i3}}...\frac{G_{in}}{G_{ik}}\right)^{1/k}} = \frac{G_{in}}{\sqrt[k]{G_{i1}G_{i2}G_{i3}...G_{ik}}} \cdot \frac{\sqrt[k]{G_{i1}G_{i2}G_{i3}...G_{ik}}}{\sum_{n=1}^{k}G_{in}} = \frac{G_{in}}{\sum_{n=1}^{k}G_{in}},$$
(1)

где G_{ik} — фиксированное оценочное значение i-го критерия для k-го варианта; G_{in} — фиксированное оценочное значение i-го критерия для n-го варианта; k — количество вариантов в рамках критерия.

В работе [3] приведен пример применения МАИ к выбору рационального варианта системы приводов (СП) ленточного конвейера (ЛК). Используемые в примере шкалы оценок вариантов по различным критериям несоизмеримы, т.к. оценки представляют собой непосредственно рассчитанные по соответствующим методикам значения различных критериев.

Данное обстоятельство позволяет осуществить уход от возможных спорных суждений, описанных выше в первом выводе.

Применительно к этому утверждению приведем пример, аналогичный описанному в источнике [2], но с несоразмерными шкалами оценок. Числовые значения вариантов по критериям сохраняют предложенные в [2] соотношения между ними.

Пусть имеются четыре варианта системы привода ЛК. Они сравниваются по двум условно равнозначным критериям: стоимость СП и необходимая для установки СП площадь поверхности. Значения критериев для указанных СП приведены в табл. 1.

Значения критериев для СП ЛК в рассматриваемом примере

Таблица 1

№ варианта	Стоимость СП, млн. руб.	Необходимая площадь поверхности, млн. мм ²
1	90	30
2	30	30
3	10	90
4	90	10

В качестве условия задачи предположим, что в текущей проектной ситуации наилучшим будет являться вариант с максимальными значениями критериев. При использовании МАИ рациональным оказывается вариант \mathbb{N}_2 3. В работе [2] авторы сделали вывод о том, что вариант \mathbb{N}_2 3 не может быть предпочтительнее варианта \mathbb{N}_2 1, т.к. имеет визуально худшие значения по критериям (с учетом принятого авторами допущения о применимости одинаковой шкалы оценок к двум критериям). В приведенном примере сделать подобное утверждение не представляется возможным в силу некорректности отождествления значений 90 млн. руб. и 90 млн. мм², т.к. равнозначность критериев подразумевает равенство их весов для субъекта, принимающего решение, а не соразмерность шкал значений критериев.

Приведенный пример иллюстрирует ошибочность однозначного утверждения о несостоятельности МАИ, сделанный в работе [2]. При этом следует отметить, что пример, описанный в [2], наглядно демонстрирует возможность получения некорректного результата в случае наличия в структуре иерархии хотя бы двух критериев с одинаковыми шкалами оценок при фиксированных значениях критериев для сравниваемых вариантов (частный случай метода парных сравнений).

Таким образом, можно сформулировать первое условие, определяющее обязательное требование к структуре иерархии при использовании МАИ: в структуру иерархии не должны включаться критерии, имеющие одинаковые шкалы оценок, в случае применения фиксированных значений критериев для сравниваемых вариантов.

При выборе рационального варианта какого-либо технического объекта не существует возможности ухода от частной формы метода парных сравнений на нижнем уровне иерархии, определяемом значениями критериев по каждому сравниваемому варианту. Это связано с наличием четко нормированных и измеряемых шкал критериев эффективности сравниваемых объектов, являющихся их техническими, экономическими, экологическими и другими характеристиками, значения которых можно однозначно установить. Степень важности вариантов по критериям в таком случае устанавливается с использованием зависимости (1).

В связи с этим можно сформулировать второе условие, определяющее границы корректного использования метода парных сравнений в МАИ: при сравнении однозначно определенных значений вариантов в рамках каждого критерия (в случае с техническими объектами — однозначно установленных значений их характеристик) на любом уровне иерархии приоритет любого сравниваемого варианта в рамках рассматриваемого критерия определяется отношением значения этого варианта по данному критерию к сумме значений всех сравниваемых вариантов по этому же критерию.

На более высоких уровнях иерархии метод парных сравнений уходит от частной формы, т.к. «индивидуальные отношения» критериев и групп критериев (при необходимости) ме-

жду собой устанавливаются на основе экспертных оценок. В этом случае для корректного использования метода парных сравнений в свете допущения, сделанного в работе [2], а также в противовес предыдущему условию, можно сформулировать третье условие, определяющее особенности экспертного оценивания критериев и групп критериев на более высоких уровнях иерархии: при сравнении критериев и групп критериев их приоритеты в рамках каждого слота или уровня иерархии целесообразно определять попарным сравнением друг с другом, учитывая «индивидуальные отношения» критериев или групп критериев между собой.

Следует отметить использование в приведенном третьем условии понятия «целесообразно», т.к. при соблюдении требований, сформулированных в первом условии допустимо применять описанную выше частную форму метода парных сравнений. Пример определения рационального варианта технического объекта (СП ЛК) со структурой иерархии, оперирующей на каждом её уровне частной формой метода парных сравнений, приведен в [3].

В работе [4] предложен общий комплекс критериев (КК) оценки эффективности СП ЛК. Описанный КК может применяться в совокупности с разными методами принятия рациональных проектных решений. В случае применения МАИ данный КК необходимо преобразовать в соответствии с полученным выше первым условием, определяющим требования к структуре иерархии. Преобразованный для МАИ КК представлен в табл. 2. В преобразованный КК введена дополнительная группа критериев – временные. Данное решение обосновывается практическим опытом проектирования систем приводов, зачастую указывающим на отдачу заказчиками предпочтения организациям, способным осуществить разработку, производство и монтаж всего необходимого комплекса оборудования в самые короткие сроки. Не вошедшие в преобразованный КК критерии эффективности, присутствовавшие в исходном КК, отнесены к техническим ограничениям при проектировании с обязательным условием их реализации. Приведенные в табл. 2 критерии относятся не только к СП, но и к ЛК в целом, что позволяет применять их для комплексной оценки эффективности проектируемых конвейерных установок.

Таблица 2 Критерии оценки эффективности СП ЛК

Группа критериев	Преобразованный КК	Обозначение
Эксплуатационные	а) трудоемкость монтажа и обслуживания СП и ЛК за установленный период времени (чел·час);	
Эргономические	а) удобство управления СП;	К2
Временные	а) время, необходимое для создания технического проекта СП и ЛК (мес); б) время, необходимое для производства и монтажа СП и ЛК в соответствии с разработанным техническим проектом (мес);	K3.1 K3.2 K3
Экономические	а) стоимость создания технического проекта СП и ЛК (у.е.); б) стоимость закупки стандартных комплектующих для СП и ЛК (у.е.); в) стоимость произволства нестандартных комплек-	

Описанные критерии обобщают не только отечественный, но и, в том числе, мировой опыт проектирования ЛК. К примеру, при разработке и реализации конвейерной установки, лежащей в основе транспортного соединения 40.10 шахты «Саар» (Германия) в 2003 г. [5] рациональный вариант ЛК определялся по следующим критериям:

- 1) одноразовые расходы на приобретение установки, конвейерной ленты, приводной техники и электрооборудования, включая запасные части;
 - 2) расходы на подготовку мест монтажа приводов;
 - 3) стоимость и продолжительность монтажа установки;
 - 4) текущие эксплуатационные расходы на обслуживание, технический уход и ремонт;
 - 5) текущие эксплуатационные расходы на энергию и охлаждение;
- 6) оценка риска в отношении повреждения выработки под воздействием горного давления.

Описанные критерии полностью сопоставимы с предложенными в табл. 2, за исключением последнего, непосредственно не относящегося к проектируемой конвейерной установке. Первые пять экономических критериев можно объединить в один обобщенный, задавшись сроками эксплуатации конвейерной установки. В предложенном в табл. 2 КК критерии текущих эксплуатационных расходов и монтажа переведены в разряд эксплуатационных (критерий К1), что позволяет проводить их измерение в абсолютных единицах (чел-час). В этом случае критерий не зависит от соотношений курсов валют различных стран, представители компаний которых могут взаимодействовать в рамках различных крупных совместных проектов, а также от текущих экономических ситуаций внутри самих государств, определяющих показатели оплаты единиц времени труда рабочих и других специалистов.

В общем случае, при выборе рационального варианта СП ЛК методом анализа иерархий с помощью предложенного выше КК (табл. 2) на втором уровне иерархии, соответствующем расположению критериев, формируется четыре обобщенных критерия (табл. 2), в рамках которых варианты СП ЛК сравниваются по несоразмерным между собой шкалам с учетом принятия методом парных сравнений своей частной формы. Обобщенные критерии не должны обязательно включать в себя все критерии соответствующей группы. Набор критериев в рамках одного обобщенного формируется с учетом требований конкретной проектной ситуации.

Сформированная согласно описанным выше трем условиям (с учетом преобразованного КК) структура иерархии, соответствующая процессу выбора рационального варианта СП ЛК, представлена на рис. 1.

Предложенная структура иерархии исключает наличие проанализированных в данной статье возможных логических и математических ошибок, учитывая корректное применение частной формы метода парных сравнений на её нижнем уровне.

Подводя итог, можно сказать, что предложенная методика на основе МАИ (при соблюдении приведенных в данной статье условий, регламентирующих процесс построения

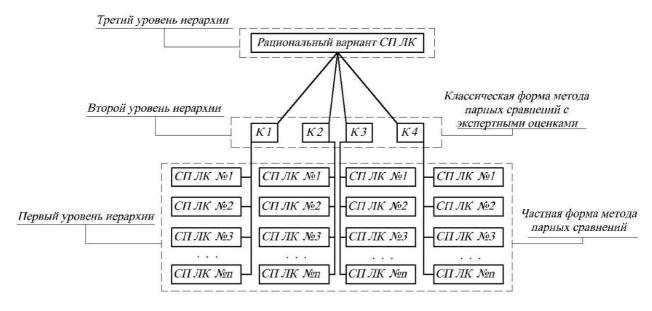


Рис. 1. Сформированная структура иерархии с учетом преобразованного КК

структуры иерархии и решение задачи) применима к любым техническим объектам, при создании которых возникают затруднения, связанные с многокритериальным выбором того или иного направления дальнейшего движения на различных этапах в процессе проектирования.

Список литературы

- 1. Саати, Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий / Т.Л. Саати. М.: Радио и связь, 1993. – 320 с.
- 2. Подиновский, В.В. О некорректности метода анализа иерархий / В.В. Подиновский, О.В. Подиновская // Проблемы управления. – 2011. – № 1. – С. 8–13.
- 3. Гончаров, К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600 / К.А. Гончаров // Вестник БГТУ. - 2011. - №4. - С.33-38.
- 4. Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2011. – 148 с.
- 5. Келлер, К. Проектирование и реализация транспортного соединения 40.10 / К. Келлер, Ш. Хупперт, Р. Флорек // Глюкауф. – 2004. – №3. – С. 6-16.

Об авторе

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ptm bstu@mail.ru.

SUBSTANTIATION OF SELECTION METHOD OF PREFERRED ALTERNATIVE OF BELT CONVEYOR DRIVE SYSTEMS ON THE BASIS OF THE ANALYTIC HIERARCHY PROCESS

K.A. Goncharov

Bryansk State Technical University

This paper provides substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process. Conditions for the correct application of the proposed method in the selection process of preferred alternative of technical objects were worked out. The set of criteria of system effectiveness evaluation and the corresponding hierarchical structure in accordance with the developed conditions was proposed.

Keywords: analytic hierarchy process, paired comparison method, belt conveyor, drive system, criteria of effectiveness.

References

- 1. Saaty T.L. Prinyatie resheniy. Metod analiza ierarkhiy [The decision-making. Method of analysis of hierarchies]. Moscow, Radio i svyaz, 1993. 320 p.
- 2. Podinovski V.V., Podinovskaya O.V. O nekorrektnosti metoda analiza ierarkhiy. Problemy upravleniya, 2011, No.1, pp. 8–13.
- 3. Goncharov K.A. Opredeleniye racionalnogo varianta sistemy privodov lentochnogo konveyera LST-1600. Vestnik BGTU, 2011, No.4, pp. 33–38.
- 4. Goncharov K.A. Justification of the choice of drive systems long belt conveyors with complex route. Cand. Diss. (Engineering). Bryansk. 2011. 147 p.
- 5. Keller K., Huppert S., Florek R. Proektirovanye i realizaciya transportnogo soedineniya 40.10. Glueckauf, 2004, No.3, pp. 6-16.

Author' information

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, head of the Department "Handling machinery and equipment" at BSTU, Bryansk, Russia, ptm bstu@mail.ru.

УДК 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТНОГО ДВИЖЕНИЯ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ЗАЗОРАХ В ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ЗВЕНЬЕВ

И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев

Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского

В статье выполнено компьютерное моделирование динамики гидравлической крано-манипуляторной установки при полном поворотном движении для случая, когда в цилиндрическом шарнирном соединении грузозахватного органа со стрелой имеется повышенный зазор. Рассмотрено использование специальных демпферных устройств для снижения ударной нагрузки, обусловленной наличием повышенных зазоров. В ранее разработанном программном комплексе КВСгапе выполнена серия расчетов, позволившая установить взаимосвязь между жесткостью демпферных устройств и эффективностью их использования при различной величине зазора. Применительно к случаю поворотного движения крано-манипуляторной установки выполнен сравнительный анализ работы шарнирного соединения узла соединения стрелы и грузозахватного органа без зазора и с повышенным зазором. Рассмотрены особенности работы демпферных устройств шарниров и их амортизационные способности. Сделаны выводы о положительных и негативных сторонах применения упругих демпферных устройств. Ключевые слова: установка крано-манипуляторная, динамика, прочность, жесткость, соединение шарнирное, зазор повышенный, удар

В процессе эксплуатации крано-манипуляторных установок транспортно-технологических машин наблюдается появление повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях, связанных с выработкой отверстий проушин вследствие интенсивного ударного и фрикционного взаимодействия поверхностей отверстия и шарнирного пальца [1]. Так как по требованиям Ростехнадзора [2] эксплуатация крано-манипуляторных установок, цилиндрические шарниры которых имеют зазоры свыше 2 мм, недопустима, то практический интерес имеет динамико-прочностной анализ металлоконструкций кранов-манипуляторов с повышенными зазорами в пределах до 2 мм. Разработка моделей шарнирных соединений элементов крано-манипуляторных установок дает возможность повысить адекватность моделирования их работы на основе учета реально имеющихся в эксплуатирующемся оборудовании отклонений от исходной номинальной конструкции [3].

В [4, 5] на примере трехзвенного гидравлического крана-манипулятора энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов, смежные звенья которого соединены цилиндрическими шарнирами, было показано, что наличие повышенного зазора в одном из шарниров стрелы может привести к многократному росту ускорения, испытываемому перемещаемым грузом, а также к увеличению в несколько раз уровня напряжений в несущих элементах металлоконструкции крано-манипуляторной установки.

С целью снижения негативного воздействия повышенных зазоров на динамику и напряженно-деформированное состояние крано-манипуляторных установок в работах [6, 7] было предложено конструктивное решение демпферного устройства для цилиндрических шарнирных соединений звеньев, формирующего силу упругого сопротивления перемещению шарнирного пальца в пределах зазора. В работах [8, 9] была разработана математическая модель цилиндрического шарнира с повышенным зазором, на основе которой был выполнен анализ механизма упругого демпфирования и степени влияния предложенного демпферного устройства на динамику крано-манипуляторной установки. Повышенный зазор в шарнире был реализован посредством добавления в него двух дополнительных степеней свободы и решения одномерной задачи контакта шарнирного пальца с поверхностями отверстий проушины в ходе решения задачи динамики [10]. Для оценки характера совершаемого движения и определения динамической нагруженности элементов металлоконструкции использовался набор расчетных методик для решения задач динамики и прочности, представленных в [11-14]. Все расчеты были выполнены в компьютерной среде с использованием ранее разработанного программного комплекса КВСгапе [15, 16].

В данной работе представлены результаты моделирования полного цикла поворотного движения поворотной колонны крано-манипуляторной установки с грузом номинального веса G_n = 7,5 кН. Моделирование было выполнено применительно к конструкции и режимам работы гидравлической крано-манипуляторной установки мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [17, 18]. Это позволило обеспечить преемственность расчетов, выполненных ранее в работах [4, 5, 8, 9] и привлечь их результаты для анализа данных, полученных в настоящей работе.

Моделируемый полный цикл включает в себя следующие фазы отработки поворотного движения поворотной колонны крано-манипуляторной установки (рис. 1):

- разгон из состояния покоя с постоянным угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0.16$ рад/с² в течение $\Delta t = 0.5$ с;
- установившееся движение с постоянной угловой скоростью \dot{q}_1 = 0,08 рад/с (для сокращения времени моделирования установившееся движение рассматривалось на протяжении 2 с, что, тем не менее, позволяет выявить характерные закономерности работы шарнирного соединения с повышенным зазором);
- торможение до полной остановки с постоянным угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0.16 \text{ рад/c}^2$ в течение $\Delta t = 0.5 \text{ c}$.

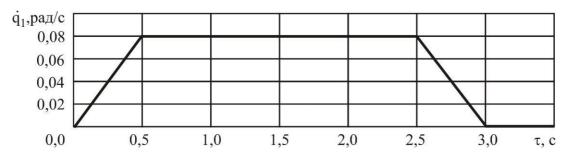


Рис. 1. График изменения угловой скорости поворота крано-манипуляторной установки в течение одного цикла отработки поворотного движения

С целью выявления закономерностей работы шарнирного соединения звеньев краноманипуляторной установки при наличии в нем повышенного зазора было проведено сравнительное моделирование поворотного движения поворотной колонны для двух характерных случаев:

- случай I идеальное состояние шарнира, износ отверстий проушин шарнира отсутствует ($\delta_w = 0$);
- случай II износ отверстий проушин шарнира значителен и составляет δ_w = 1,5 мм (т.е. близок к предельно допустимому значению δ_w = 2 мм [2]).

В расчетном случае I, когда повышенный зазор в шарнирном соединении отсутствует (т.е. δ_w = 0), линейное ускорение a, испытываемое грузом, не превышает 1 м/с². Своих наибольших значений оно достигает при разгоне и торможении поворотной колонны краноманипуляторной установки (рис. 2). В процессе поворота стрелы груз под действием сил инерции отклоняется от вертикали в направлении поворотного движения, а после остановки стрелы продолжает совершать затухающие колебания, пока не окажется в состоянии покоя. С данными колебаниями связаны изменения на графике ускорения груза, наиболее выраженные в период поворота стрелы с постоянной угловой скоростью и в период после прекращения движения стрелы. Наибольшие напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 также наблюдаются в фазах разгона и торможения и достигают 79 МПа.

В расчетном случае II, когда повышенный зазор в шарнире составляет δ_w = 1,5 мм, максимальные напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 достигают 227 МПа, что боль-

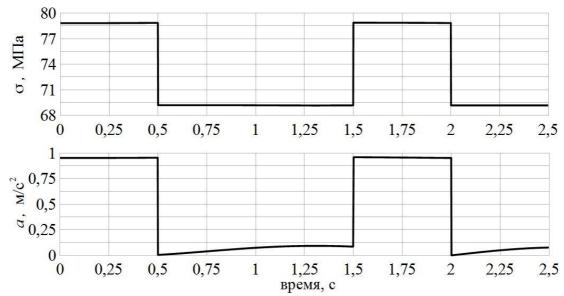


Рис. 2. Изменение наибольшего напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 и линейного ускорения груза a при отработке поворотного движения колонны для случая $\delta_w = 0$.

ше наблюдаемых в предыдущем случае в 2,9 раза, а ускорения a, регистрируемые в центре тяжести груза, достигают значения 16,6 м/с². Данные максимальные значения σ_2 и a регистрируются одновременно через 0,29 с после начала движения: в этот момент люфт в шарнире выбирается полностью и происходит удар пальца шарнира о поверхность отверстия проушины (рис. 3). Второй по величине удар происходит в фазе замедления вращения стрелы крано-

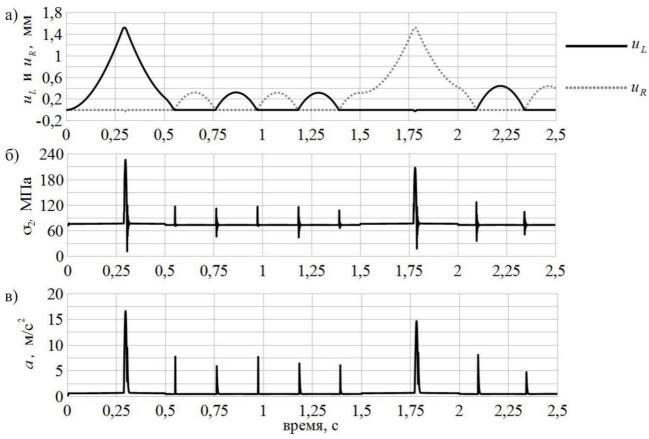


Рис. 3. Шарнирное соединение с $\delta_w = 1,5$ мм:

а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в - ускорение груза a

манипуляторной установки в момент времени 1,78 с. Ускорения и напряжения достигают 14,7 м/с² и 209 МПа, что меньше максимальных на 11% и 8% соответственно. В фазах поворота стрелы с постоянной угловой скоростью и после остановки груз продолжает совершать затухающие колебания, обусловленные наличием повышенного зазора. Эти колебания имеют в несколько раз меньшую амплитуду и не приводят к столь существенному росту уровня напряжений в металлоконструкции крано-манипуляторной установки и ускорения груза.

Выявленные в результате указанных уточненных расчетов значительные по величине и достаточно кратковременные по длительности скачки напряжений в элементах металлоконструкции крано-манипуляторной установки (рис. 3), в том числе, и в деталях шарнирных соединений звеньев, формируют развитие в них процессов усталостного повреждения материала, образования и роста усталостных трещин. Можно думать, что это одна из наиболее вероятных причин усталостного разрушения перемычек проушин цилиндрических шарниров гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин [19].

Комплектация цилиндрических шарнирных соединений звеньев демпферными устройствами типа [6, 7] позволяет не только снизить ударную нагрузку, связанную с наличием повышенного зазора в шарнире, но и при целенаправленном подборе характеристик демпфера полностью исключить удар [9]. Поскольку наибольший по величине динамических напряжений удар происходит в фазе разгона при поворотном движении колонны краноманипуляторной установки, то при дальнейшем моделировании процесса рассматривался случай поворота из состояния покоя с заданным ускорением 0.16 рад/с². Применение двух демпферных устройств, установленных оппозитно на обеих проушинах шарнира и обладающих приведенными коэффициентами жесткости C=3 МН/м и демпфирования $\alpha=1$ кН·с/м в вертикальном направлении, позволяет избежать удара, если зазор в шарнире превышает 2,09 мм. Груз при этом совершает колебания с периодом $T_w=0.67$ с, его ускорение не превышает 1.76 м/с², а максимальные напряжения в стреле крано-манипуляторной установки — 86.2 МПа (рис. 4). Таким образом, для данного случая зазор $\delta_w=2.09$ мм следует рассматривать как предельный зазор $[\delta_w]$ согласно [9].

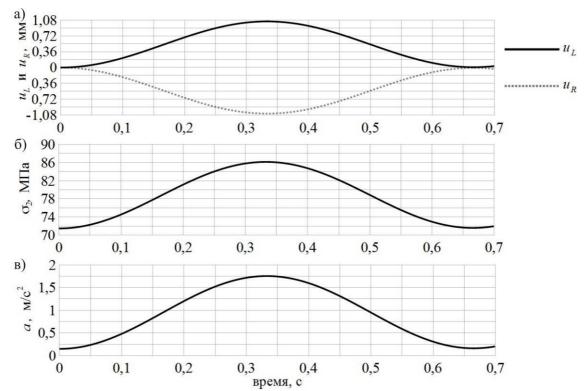


Рис. 4. Безударные колебания груза при использовании пары демпферных устройств: а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в – ускорение груза a

С увеличением жесткости демпферных устройств период колебаний груза T_w и предельный зазор $[\delta_w]$ в шарнире уменьшаются по нелинейному закону (рис. 5), в то время как максимальные напряжения в стреле σ_2 и максимальное ускорение ускорения груза существенно не изменяются. Данное утверждение и приведенные на рис. 5 зависимости справедливы только для случая, когда имеющийся в шарнире зазор больше предельной величины $[\delta_w]$.

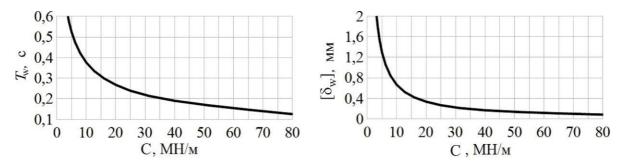


Рис. 5. Зависимости периода колебаний груза T_w и предельного зазора $[\delta_w]$ в шарнире от жесткости демпферных устройств при безударных колебаниях груза (поворот из состояния покоя с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0.16$ рад/ c^2 , $\alpha = 1$ кH·с/м)

Если имеющийся в цилиндрическом шарнире зазор δ_w оказывается меньше предельной величины $[\delta_w]$, определяемой жесткостью используемых демпферных устройств, то к моменту удара, тем не менее, они способны замедлить скорость сближения соударяемых поверхностей. Эффективность снижения скорости соударения будет обратна пропорциональна отклонению жесткости демпферных устройств от значений, обеспечивающих безударные колебания груза для рассматриваемой величины зазора δ_w . На рис. 6 приведены графики, позволяющие оценить эффективность работы демпферных устройств различной жесткости в зависимости от величины имеющегося в шарнире зазора. Можно сделать вывод, что для каждого демпферного устройства рассматриваемой конструкции существует такой диапазон величин зазора δ_w в шарнире, при котором он работает неэффективно. С увеличением жесткости упругих элементов этот диапазон смещается в область меньших величин зазоров, позволяя снизить пороговые значения гарантируемо не превышаемых напряжений в стреле и ускорения груза при любой допустимой величине зазора (рис. 7).

Увеличение жесткости демпферных устройств имеет и свои негативные последствия:

- приводит к увеличению частоты колебаний грузозахватного устройства (рис. 5), что может оказаться неприемлемым при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов;
- повышает технологическую сложность изготовления демпферных устройств, поскольку повышаются требованию к величине зазора между шарнирным пальцем и амортизирующими элементами самого демпферного устройства.

Таким образом, подбор жесткости демпферных устройств является нетривиальной задачей, требующей комплексного подхода для нахождения оптимального решения [9]. Для автоматизации нахождения решения указанной задачи на основе математических моделей, задач и методик оптимизации упругих амортизирующих элементов, разработанных в [9], целесообразно использовать программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов» [20].

В качестве примера сравним работу шарнирного соединения с зазором δ_w = 1,5 мм без демпферных устройств и с устройствами, имеющими следующие характеристики: жесткость C = 5 МН/м, коэффициент демпфирования α = 1 кН·с/м. Результаты расчета показывают, что при совершении аналогичного поворотного движения стрелы в шарнирном сочленении с установленными демпферными устройствами рассматриваемой конструкции [6, 7] полного выбора зазора, и соответственно, удара не происходит (рис. 8). При этом регистрируемые

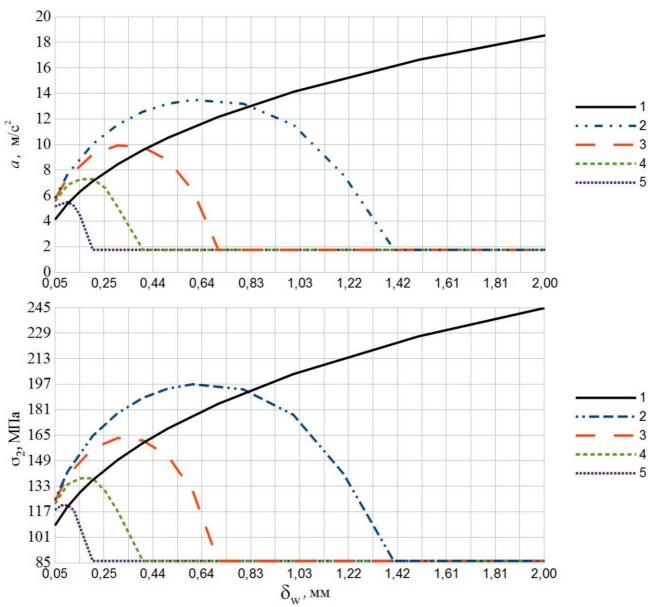


Рис. 6. Зависимости ускорения груза a и максимальных напряжений в стреле σ_2 от величины зазора δ_w при различной жесткости демпферных устройств (коэффициент демпфирования $\alpha = 1 \text{ кH} \cdot \text{c/m}$): 1 - C = 0; 2 - C = 5 MH/m; 3 - C = 10 MH/m; 4 - C = 20 MH/m; 5 - C = 40 MH/m

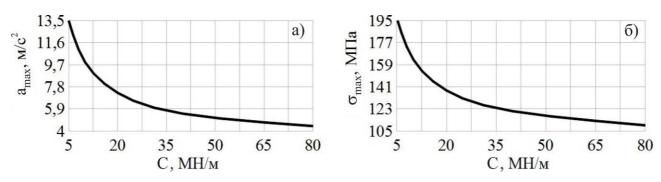


Рис. 7. Пороговые значения максимального ускорения груза $a_{\rm max}$ и напряжений в стреле $\sigma_{\rm max}$, которые гарантированно не будут превышены при использовании демпферных устройств с данной жесткостью (при коэффициенте демпфирования $\alpha=1~{\rm kH\cdot c/m}$)

максимальные напряжения в стреле σ_2 оказываются меньше на 58% и составляют 88 МПа, а наблюдаемое максимальное ускорение груза меньше в 7,6 раза и не превышает 2 м/с². Полученные результаты согласуются с приведенными выше характеристиками демпферных устройств и подтверждают возможность значительного (в несколько раз) снижения испытываемых грузом ускорений и существенного снижения напряжений в опасных сечениях элементов металлоконструкции крано-манипуляторной установки.

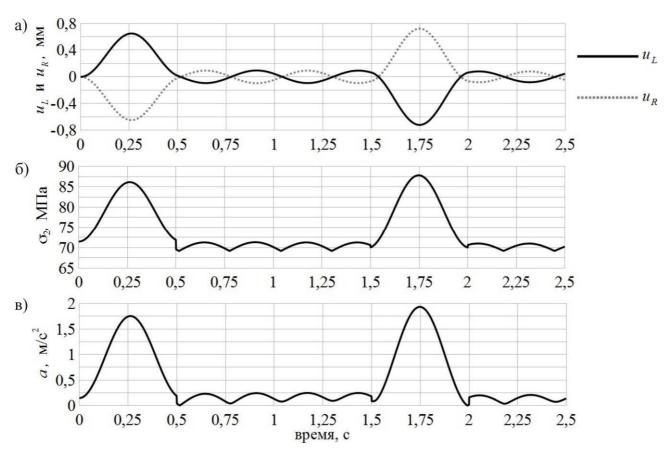


Рис. 8. Изменение во времени кинематических, динамических и прочностных параметров при поворотном движении крано-манипуляторной установки с повышенным зазором $\delta_w = 1,5$ мм в шарнирном соединении стрелы с грузозахватным органом при наличии демпферных устройств (C = 5 MH/м, $\alpha = 1 \text{ кH·c/м}$):

а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в – ускорение груза

Список литературы

- 1. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов: в 2-х т. Т.1 / В.С. Котельников, Н.А. Шишков, А.С. Липатов, Л.А. Невзоров, А.М. Горлин. М.: Госгортехнадзор России, 1996. 392 с.
- 2. РД 10-112-2-09. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Ч. 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. М.: ООО «НИИКраностроения», 2009. 120 с.
- 3. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических краноманипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. 2015. № 14. С. 101-106.
- 4. Лагерев, А.В. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Приводы и компоненты машин. 2015. № 2. С. 2–4.

- 5. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических краноманипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. Брянск: РИО БГУ, 2015. 186 с.
- 6. Патент 160246 Российская Федерация В66С 23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. Заявл. 29.07.15, № 2015131596. Опубл. 10.03.16. Бюл. № 7.
- 7. Лагерев, А.В. Патент RU № 160246 на полезную модель «Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки» / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №1. С. 103-105. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-12.pdf
- 8. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37–43.
- 9. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №1. С. 18-36. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-03.pdf.
- 10. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No. 3, pp. 299–305.
- 11. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Мильто А.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 3. С. 24–31.
- 12. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. 2013. № 4. С. 21–26.
- 13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // International Review on Modelling and Simulations. 2014. Vol. 7. N. 4. P. 644–652.
- 14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8. N. 2. P. 223–226.
- 15. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ КВСгапе Dynamics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614195 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
- 16. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ КВСтапе Graphics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614196 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
- 17. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемнотранспортное дело. 2013. N 1. С. 4-7.
- 18. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. Брянск: БГТУ, 2012. 196 с.
- 19. Лагерев, И.А. Повышение трещиностойкости и живучести элементов узлов соединения секций грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. №2. С. 16-22. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-02.pdf.
- 20. Лагерев И.А. Программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016614819 от 05 мая 2016 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

Сведения об авторах

Лагерев Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского», lagerev-bgu@yandex.ru.

Мильто Андрей Александрович – инженер, miltoandrey@ya.ru.

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.

MODELING OF ROTARY MOVEMENT OF THE ARTICULATING CRANES WITH INCREASED GAPS IN THE HINGE JOINTS OF THE LINKS

I.A. Lagerev, A.A. Milto, A.V. Lagerev

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article made computer simulation of dynamics of hydraulic articulating cranes with fully rotary motion for the case when the cylindrical hinges have an increased gap. Considered the use of special damping devices to reduce shock loads due to the presence of increased gaps. In previously developed software package KBCrane performed a series of calculations made it possible to establish the relationship between the stiffness and damping devices the effectiveness of their use in varying the magnitude of the gap. In the case of the rotary movement of the articulating crane, a comparative analysis of work of joints of the connection node of the boom and lifting device with no gap and with high gaps. The features of the damping devices work joints and cushioning. Conclusions on positive and negative sides of the use of elastic damping devices.

Key words: articulating crane, dynamics, strength, stiffness, hinge joint, higher gap, impact

References

- 1. Kotelnikov V.S., Shishkov N.A., Lipatov A.S., Gorlin A.M. *Spravoshnik po tekhnich-eskomu obsluzhivaniyu, remontu b diagnostirovaniyu gruzopodemnykh kranov. Vol. 1* [Guide for maintenance, repair and diagnostics of hoisting cranes]. Moscow, Gosgortekhnadzor Rossii, 1996. 392 p.
- 2. RD 10-112-2-09. Metodicheskie rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodemnykh mashin. Part 2. Krany strelovye obchshego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodemnye. [RD 10-112-2-09. Methodological recommendations on expert inspection of hoisting machines. Part 2. Cranes general purpose and crane-manipulators].
- 3. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines, *Dostizheniya vuzovskoy nauki*, 2015, No.14, pp. 101-106.
- 4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Dynamics simulation of hydraulic cranemanipulator with gaps in hinge joints of a boom, *Privody i komponenty machin*, 2015, No.2, pp. 2–4.
- 5. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskikh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
- 6. Patent RU 160246. *Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely krano-manipulyatornoy ustanovki* [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016.
- 7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Patent RU 160246. Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 103-105.
- 8. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 37-43.

- 9. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. URL: http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf.
- 10. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No. 3, pp. 299–305.
- 11. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31.
- 12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.
- 13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol.7, No.4, pp. 644–652.
- 14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method, *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2. pp. 223–226.
- 15. Lagerev A.V., Milto A.A. KBCrane Dynamics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [KBCrane Dynamics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614195, 2014.
- 16. Lagerev A.V., Milto A.A. KBCrane Graphics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [KBCrane Graphics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614196, 2014.
- 17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7.
- 18. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika tryekhzvennykh gidravlicheskikh kranov-manipulatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p.
- 19. Lagerev I.A. Increasing the cracking resistance and the survivability of the elements the joints of the sections of the jib crane-manipulating installations of mobile machines, *Nauchnotekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 16-22.
- 20. Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks "Modelirovanie i optimizatsiya sharnirnykh dempferov"*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Simulation and optimization of hinge dampers". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2016614819, 2016.

Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *lagerev-bgu@yandex.ru*.

Andrei A. Milto - graduate engineer, *miltoandrey@ya.ru*.

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.

УДК 625.54, 625.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА КАНАТНОЙ ДОРОГИ

А.В. Самсонов

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье выполнен динамический анализ одной из конструкций мехатронного привода гибкого тягового органа инновационной транспортной системы «Канатное метро». Динамическая модель состоит из распределенных упругих элементов, соединенных упруго-диссипативными связями.

Ключевые слова: канатное метро, городской транспорт, мехатронный привод, динамика

В современных условиях резкого увеличения в городах количества автотранспортных средств вопросы разработки и внедрения инновационных систем городского пассажирского транспорта являются актуальными. В настоящее время помимо непрерывного совершенствования традиционных видов транспорта развиваются его альтернативные виды, в частности пассажирские канатные дороги [1, 2]. В частности, была разработана концепция развития сети канатного метро в г. Брянске [2, 3]. Конструктивно канатное метро (рис. 1) состоит из концевых и промежуточных станций, соединенных между собой путями из одного тягового и двух несущих канатов. На несущих канатах подвешены пассажирские вагоны. Тележки приводятся в движение тяговым канатом, подключенным к дискретному приводу. Станции оборудованы конвейерами для пассажирских вагонов, а между станциями установлены промежуточные опоры с балансирами. На них опираются стальные канаты, высота закрепления которых варьируется в зависимости от рельефа местности и высоты строений, расположенных под путями движения. Все станции установлены на арочных опорах над проезжими частями улиц с возможностью движения городского автотранспорта и соединены со всеми станциями в каждом направлении двумя независимыми путями из двух несущих и тягового канатов. Специальные конвейеры пересадочных станций оборудованы системой переадресации пассажирских вагонов на другие пути движения [4, 5].











Рис. 1. Вариант интеграции системы «Брянское канатное метро» в существующую дорожную сеть [2]

Новые конструктивные решения [1, 2] требуют разработки методик и моделей моделирования динамики и прочности с целью выбора параметров элементов системы.

Общий вид конструкции мехатронного модуля гибкого тягового (приводного) каната приведен на рис. 2 [4]. Тяговый канат 5 направляющими катками 2 подается на приводное колесо 1. Вращающиеся элементы привода (колесо и катки) соединены между собой шарнирно-сочлененными балансирами 3. Для повышения плавности хода в конструкцию введены упруго-диссипативные элементы (пружины) 4. Приводное колесо через трансмиссию соединено с электродвигателем.

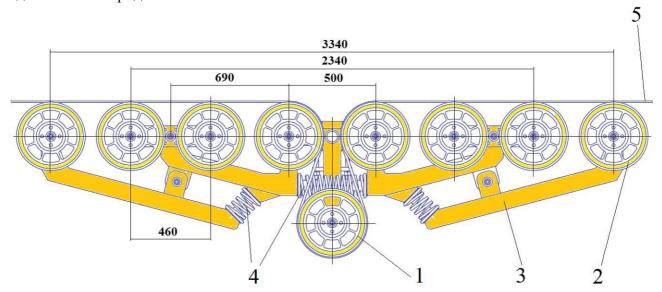


Рис. 2. Конструкция мехатронного модуля гибкого тягового (приводного) каната [4]: 1 – приводное колесо; 2 – направляющий каток; 3 – балансир; 4 – демпфер; 5 – тяговый канат

Расчетная схема исследования колебаний элементов конструкции в стационарном режиме работы приведена на рис. 3. Параметры расчетной схемы: m_i – приведенные к центрам катков массы катков и балансиров, c_i – жесткости элементов, b_i – вязкости элементов, a_i – линейные размеры.

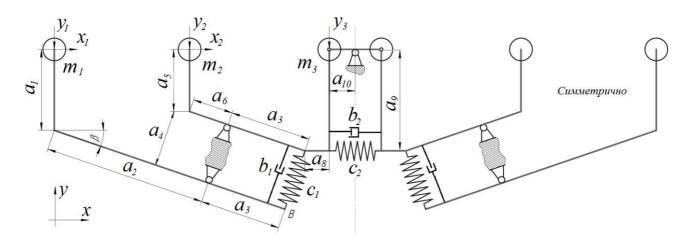


Рис. 3. Расчетная схема мехатронного модуля гибкого тягового (приводного) каната

Дифференциальные уравнения движения исследуемой системы сформируем в следующем виде [6, 7]:

$$\{q\} = [\delta] \cdot ([M] \{\ddot{q}\} + [B] \{\dot{q}\}),$$

 $\{q\} = \left[\mathcal{S}\right] \cdot \left(\left[M\right] \!\! \left\{ \ddot{q} \right\} \!\! + \left[B\right] \!\! \left\{ \dot{q} \right\} \right),$ где $\left[\mathcal{S}\right]$ – матрица податливости, $\left[M\right]$ – матрица масс, $\left[B\right]$ – матрица вязкости $\left[6\right]$, $\left\{ \dot{q} \right\}$ – вектор скоростей, $\{\ddot{q}\}$ – вектор ускорений.

Компоненты матрицы масс определяются из выражения

$$m_{ij} = \frac{\partial^2 T}{\partial \dot{q}_i \partial \dot{q}_j},$$

где T – кинетическая энергия системы (сумма кинетических энергий отдельных масс).

Определим компоненты матрицы податливости $[\delta]$. В силу симметричности объекта исследования рассмотрим только половину системы. При определении податливости учитывается податливость пружин и стержней.

Первый диагональный элемент матрицы

$$\delta_{11} = \delta_{11c} + \delta_{11n},$$

где δ_{11c} – компонента, связанная с податливостью стержней, δ_{11n} – компонента, связанная с податливостью пружин.

Рассмотрим алгоритм нахождения компонентов матрицы податливости на примере податливости δ_{11} . Для определения составляющей δ_{11c} приложим в районе массы m_1 по направлению координаты y_1 единичную силу. Затем находим силы реакций опор, строим эпюру действующих на стержни изгибающих моментов, перемножаем эпюру саму на себя для нахождения податливости.

В исследуемой конструкции (рис. 2) поперечные сечения всех балансиров одинаковы. Значит, жесткости всех стержней расчетной схемы (рис. 3) равны. В этом случае

$$\delta_{11c} = \frac{1}{EJ} \left[\left(\frac{1}{3} a_2^3 + \frac{1}{3} a_2^2 a_3 + \frac{1}{3} a_3 (a_2 + a_3)^2 \right) \cos^2 \beta + \frac{a_8}{6} \left(2(a_2 + a_3) \cos \beta ((a_2 + a_3) \cos \beta + a_8) \right) + 2 \left\{ (a_2 + a_3) \cos \beta \right\}^2 + \left(1 + \frac{a_9}{6} \right) \cdot \left\{ (a_2 + a_3) \cos \beta + a_8 \right\}^2 + \frac{a_{10}^3}{6},$$

где E – модуль упругости материала, J – момент инерции поперечного сечения стержня.

Определим вторую компоненту податливости δ_{11n} из соотношений, связывающих поворот стержневой системы и деформации пружин:

$$\delta_{11n} = \frac{1}{c_1} \left(\frac{a_2}{a_3} \right)^2 \cos \left[\beta - \arcsin \left(\frac{a_2}{2a_3^2 c_1} \cos \beta \right) \right] + \frac{a_1 a_2}{a_3^2 c_1} \cos \beta \sin \left[\arcsin \left[\frac{a_2}{2a_3^2 c_1} \cos \beta \right] \right] + \frac{L_0}{2a_9 c_2} \cdot \frac{(a_2 + a_3) \cos \beta + a_8}{a_2} \cdot \cos \left[\arcsin \left[\frac{(a_2 + a_3) \cos \beta + a_8}{2a_9^2 c_2} \right] \right],$$

 L_0 – расстояние между осями крайних направляющих катков.

Проделав аналогичные вычисления для других степеней свободы, получаем все компоненты матрицы податливости.

В расчетах приняты следующие параметры динамической модели исследуемой конструкции мехатронного модуля: $a_1=0.2\,$ м; $a_2=0.8\,$ м; $a_3=0.4\,$ м; $a_4=0.2\,$ м; $a_5=0.15\,$ м; $a_6=0.225\,$ м; $a_8=0.1\,$ м; $a_9=0.465\,$ м; $a_{10}=0.4\,$ м; $L_0=3.34\,$ м; $\beta=30^{\circ}$; $E=2.1\cdot10^{11}\,$ Н/м; $J=7\cdot10^{-7}\,$ м⁴; $c_1=800\,$ кН/м; $c_1=9000\,$ кН/м; масса катка $m_0=10\,$ кг; материал балансиров (стержней) — сталь.

Для определения собственных частот без учета сил трения необходимо решить матричное уравнение

$${k^2} = [M]^{-1} [\delta]^{-1}$$
.

Собственные частоты исследуемой системы: 1,23; 12,36; 52,2; 257,0; 830,5 Гц.

На рис. 4 показан график колебания груза m_1 вдоль координаты y_1 в случае воздействия на каждый каток внешнего гармонического возмущения

$$P = \frac{T}{N_k} \cos 5t ,$$

где T – натяжение тягового каната, N_k – количество катков.

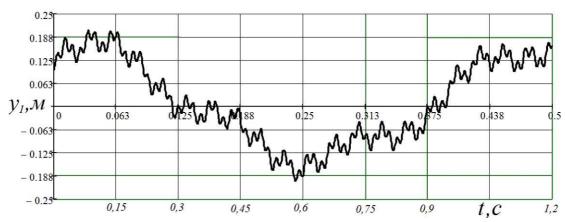


Рис. 4. Вынужденные колебания груза m_1 вдоль координаты y_1

В данной статье приведены первые результаты расчетов нового вида транспортного механизма — пассажирской канатной дороги с распределенным приводом. В дальнейшем планируется создание более детальных комплексных моделей системы в целом. Так как построение матрицы податливости требует большого количества трудоемких вычислений, то целесообразно использовать более общие методы построения уравнений движения. Уточненные динамические модели будут использоваться в ходе оптимизации линий канатного метро [8-10].

Список литературы

- 1. Короткий, А.А. О перспективах применения канатного транспорта / А.А. Короткий, В.Б. Маслов [и др.] // Безопасность труда в промышленности. 2005. №6. С.30-34.
- 2. Лагерев, А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» / А.В. Лагерев, И.А, Лагерев, А.А. Короткий, А.В. Панфилов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. №3. С. 12-15.
- 3. Лагерев, А.В. Брянское канатное метро / А.В. Лагерев, А.А. Короткий, А.В. Панфилов, И.А. Лагерев // Материалы научной конференции Совета МНТО / под ред. И.А. Лагерева. Брянск: БГТУ, 2012. С. 36-39.
- 4. Городская канатная дорога: пат. 2412840 Рос. Федерация: МПК⁷ В61В7/00 / авторы и заявители Короткий Д.А., Маслов В.Б., Маслов Д.В., Кирсанов М.В., Панфилов А.В.; патентообладатель ООО «ИКЦ «Мысль». № 2010106643/11; заявл. 24.02.10; опубл. 27.02.11, Бюл. №6.
- 5. Транспортная система (канатное метро): пат. №2506182. Рос. Федерация: МПК / В61В7/00 / авторы А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.И. Месхи, В.М. Приходько, Г.В. Кустарев, В.Б.Маслов, Д.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов, И.А. Лагерев; заявитель ООО ИКЦ «Мысль»; патентообладатель А.А. Короткий. №2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубл. 10.02.2014, Бюл. №4.
- 6. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев.- Брянск: БГТУ, 2012. 196 с.
- 7. Лагерев, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического кранаманипулятора / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. 2011. №3. С. 9-16.
- 8. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. 2015. №2. С. 406-415.

- 9. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т.1. \mathbb{N} 1. C. 57-65.
- 10. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. 2014. №4. С. 22-31.

Сведения об авторах

Самсонов Анатолий Владимирович – младший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *inno-bgu@yandex.ru*.

CABLE RAILWAY MECHATRONIC DRIVE DYNAMICS SIMULATION

A.V. Samsonov

Dynamic analysis of one of the designs of mechatronic drive with flexible traction body innovative transport system "Kanatnoe metro" is under consideration in this article. The dynamic model consists of distributed elastic elements connected by elastic-dissipative links.

Keywords: cable railway, metro, urban transport, mechatronic drive, dynamics.

References

- 1. Korotkiy A.A., V.B. Maslov. O perspektivakh primeneniya kanatnogo transporta, *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2005, No.6, pp. 30-34.
- 2. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system "Bryansk rope metro", *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No.3, pp. 12-15.
- 3. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Bryansk rope metro, *Materialy nauchnoy konferentsii Soveta MNTO*, 2012, pp. 36-39.
- 4. Patent RU 2412840. *Gorodskaya kanatnaya doroga* [Urban cable way]. Korotkiy D.A., Maslov V.B., Kirsanov M.V., Panfilov A.V. Declared 24.02.2010. Published 27.02.2011. Bulletin No. 6.
- 5. Patent RU 2506182. *Transportnaya sistema «Kanatnoe metro»* [Transport system «Rope metro»]. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meshi B.I., Prikhodko V.M., Kustarev G.V., Maslov V.B., Korotkiy D.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V., Lagerev I.A. Declared 23.05.2012. Published 10.02.2014. Bulletin No. 4.
- 6. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika trkhzvennykh gidravlicheskykh kranov-manipulatorov* [Hydraulic articulating cranes dynamics]. Bryansk, BGTU, 2012. 196 p.
- 7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Dynamic analysis of a hydraulic three-tier crane-manipulator, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, No.3, pp. 9-16.
- 8. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415.
- 9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment, *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2015, Vol. 1, No. 2, pp. 57-65.
- 10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system "Kanatnoe metro" towers distance optimisation, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No. 4, pp. 22-31.

Authors' information

Anatoly V. Samsonov – Junior researcher at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *inno-bgu@yandex.ru*.

УДК 621.1

ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ ОБСЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ КОМПЛЕКСНОГО ПЛАНА ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

Э.А. Лагерева

Брянский государственный университет им. акад. И.Г.Петровского

Представлена методика проведения обследования теплопотребления при разработке комплексного плана по энергосбережению образовательного учреждения высшего образования. Приведены результаты натурных исследований теплопотребления одного из образовательных учреждений г. Брянска. В ходе обследования были выполнены исследования температурно-влажностного и воздушного режима помещений, термографическая съемка наружных ограждений зданий, проведен анализ данных теплосчетчиков. Построены действительные температурные графики обследованных зданий, полученные путем обработки экспериментальных данных с помощью метода наименьших квадратов. Построены графики действительных и теоретических расходов теплоты ежедневно в течение всего отопительного периода. Предложены конкретные мероприятия, позволяющие повысить эффективность работы системы теплоснабжения образовательного учреждения.

Ключевые слова: энергосбережение, система отопления, температура внутреннего воздуха в помещении, сопротивление теплопередаче наружных стен, расход теплоты в системе отопления.

В настоящее время в соответствии с [1] предусмотрено ежегодное снижение потребление энергоресурсов бюджетными организациями на 3%. Поэтому исследование возможностей и разработка мероприятий по энергоснабжению для образовательных учреждений высшего образования является актуальной задачей, так как они, как правило, эксплуатируют достаточно большое число зданий и сооружений различного назначения — учебные и учебнолабораторные корпуса, научно-исследовательские, производственно-технические и складские здания, общежития, крытые спортивные сооружения, социальные и культурно-массовые объекты и др.

Основными потребителями энергоресурсов в образовательных учреждениях являются:

- системы электроснабжения, обеспечивающие подачу электрической энергии к системам освещения зданий, вычислительной технике, лабораторному и офисному оборудованию;
- системы теплоснабжения, обеспечивающие подачу тепловой энергии к системам отопления и вентиляции, а также на нужды горячего водоснабжения.

Как правило, программы по энергосбережению образовательных учреждений содержат мероприятия по снижению потребления электрической энергии, предполагающих установку энергосберегающих светильников, менее энергоемких приборов и лабораторного оборудования и т.д. Однако наибольшая часть коммунальных расходов учреждения приходится на оплату за потребленную тепловую, а не электрическую энергию. Поэтому для достижения максимального эффекта по энергосбережению необходимо разрабатывать комплексные программы, направленные одновременно на обеспечение эффективности снабжения и потребления электрических и тепловых энергоресурсов.

Очевидно, началу разработки такой программы должно предшествовать всестороннее энергетическое обследование всех зданий и сооружений образовательного учреждения. Это позволяет в дальнейшем провести анализ и определить наиболее значимые источники энергопотерь, которые и должны являться приоритетной целью при формировании комплекса энергосберегающих мероприятий и разработки ресурсно-сетевого графика их реализации. При проведении энергетического обследования образовательного учреждения и выявления качественных и количественных особенностей теплопотребления необходимо выполнять следующие виды работ:

- исследование температурно-влажностного и воздушного режима помещений учреждения;
 - термографическую съемку наружных ограждений зданий и сооружений;
- анализ данных теплосчетчиков, установленных на абонентских вводах зданий и сооружений, ежедневно в течение всего отопительного периода.

В данной работе представлены результаты натурных исследований теплопотребления одного из образовательных учреждений высшего образования г. Брянска. По назначению и числу зданий и сооружений, входящий в его состав, площади помещений и контингенту обучающихся обследованное образовательное учреждение можно считать достаточно типичным среди российских региональных вузов.

Исследование температурно-влажностного режима проводилось в учебных корпусах A, B и B, так как их абонентские вводы оборудованы узлами учета потребляемой тепловой энергии. Особый интерес эти корпуса представляют с точки зрения оценки возможного влияния их конструктивных отличий в архитектурно-планировочных решениях на качественные и количественные параметры теплопотребления, так как они были построены в различные периоды: учебный корпус A — более 100 лет назад, B — приблизительно 50 лет назад, B — 10 лет назад. Все учебные корпуса имеют примерно равную площадь помещений, составляющую 9...10 тыс. M^2 .

Построенный по индивидуальному проекту учебный корпус А имеет кирпичные стены, оштукатуренные с внутренней стороны, деревянные перекрытия, частично деревянные пустотелые и частично кирпичные перегородки, металлическую четырехскатную крышу по деревянной обрешетке, чердак и подвал. Построенный по типовому проекту учебный корпус Б имеет кирпичные стены и перегородки, железобетонные перекрытия, совмещенную мягкую кровлю и подвал. Построенный по индивидуальному проекту учебный корпус В имеет кирпичные стены, железобетонные перекрытия, металлическая кровлю, чердак с металлическими конструкциями.

При проведении исследований использовалось следующее оборудование:

- полностью радиометрический тепловизор «Fluke IR FlexCam Ti40»;
- лазерный пирометр «С.Е.М. DT-8859»;
- измеритель температуры и влажности «С.Е.М. DT-616CT»;
- термоанемометр «С.Е.М. DT-8894».

Для автоматизации необходимых теплотехнических расчетов систем теплоснабжения обследованных корпусов использовался специализированный программный комплекс *HeatSupply* [2].

Согласно классификации помещений общественного и административного назначения [3] общежития обследуемого образовательного учреждения относятся к помещениям 1-й категории, а учебные корпуса – к помещениям 2-й категории. Допустимая температура внутреннего воздуха в помещениях данных категорий лежит в интервале 18...23°C [3].

На рис. 1 представлены результаты измерения температуры внутреннего воздуха в учебных корпусах.

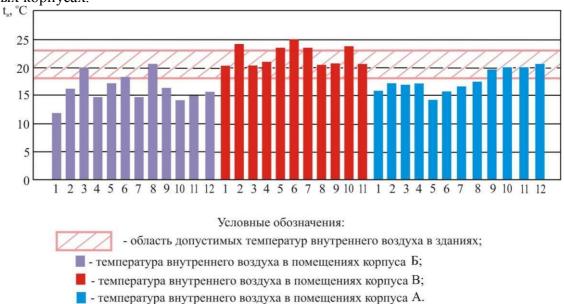


Рис. 1. Температуры внутреннего воздуха в учебных корпусах образовательного учреждения

Измерения проводились в аудиториях, расположенных на разных этажах корпусов и ориентированных по разным сторонам света, в нерабочее время, когда температура внутри помещений поддерживалась только за счет систем отопления без дополнительного прогрева помещений с помощью электронагревателей. В независимости от температуры наружного воздуха отопительного периода сохранялось одинаковое соотношение температурного режима в зданиях. В корпусе Б только в трех аудиториях температура внутреннего воздуха соответствовала нормативным значениям. В остальных аудиториях температура внутреннего воздуха была ниже нормы. В четырех аудиториях температура воздуха была ниже 15°C, что недопустимо. В корпусе А лишь в четырех аудиториях поддерживалась температура внутреннего воздуха, удовлетворяющая нормативным требованиям. Это связано с тем, что в указанных помещениях был произведен ремонт стен с заменой старых окон в деревянных переплетах на стеклопакеты. В остальных восьми обследованных аудиториях наблюдалась пониженная температура внутреннего воздуха. При температуре наружного воздуха -20°C в некоторых аудиториях корпуса в утренние часы перед началом работы температура воздуха опускалась до 11°C. В то же время в корпусе В в шести аудиториях из обследованных одиннадцати температура внутреннего воздуха соответствовала нормам. В остальных пяти аудиториях наблюдалось превышение допустимой температуры на 3...5°C, несмотря на то, что внекоторых аудиториях часть стояков отопления и присоединенных отопительных приборов были холодными, т.е. наблюдалось завоздушивание систем отопления. Таким образом, в учебных корпусах учреждения не обеспечиваются - нормируемый температурный режим воздуха в отапливаемых помещениях с соблюдением требуемой кратности воздухообмена и соответствие затраченной теплоты расчетным тепловым потерям здания.

Для города Брянска согласно [5] расчетная температура наружного воздуха в холодный период года принята равной $t_{no} = -24^{\circ}\mathrm{C}$, отопительный период составляет 199 суток, средняя температура наружного воздуха за этот период $t_{n}^{cp} = -2^{\circ}\mathrm{C}$. Тогда нормируемое значение приведенного сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций для исследуемых зданий при градусо-сутках отопительного периода $\Gamma CO\Pi = 4378^{\circ}\mathrm{C}\cdot\mathrm{cyr/rog}$ будет равно $R_{o}^{hopm} = 2.9 \,\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{C/BT}$ [4].

Тепловизионное обследование зданий показало, что сопротивление теплопередаче наружных стен соответствует нормируемому только в корпусе В, построенном 10 лет назад. Для остальных зданий оно ниже нормируемого значения и находится в пределах $0.81...2.01~\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C/Bt}$. Это объясняется тем, что здания были спроектированы и построены в соответствии с устаревшими к настоящему времени нормативными документами, регламентирующими значение требуемого сопротивления теплопередаче в два раза ниже по сравнению с ныне действующими нормами. Кроме того, вследствие физического износа и ухудшения теплотехнических качеств наружных ограждений зданий происходит увеличение тепловых потерь через наружные ограждения и инфильтрации наружного воздуха через неплотности и щели. Особенно это характерно для корпуса A, построенного более 100 лет назад и имеющего статус памятника архитектуры регионального значения. Отсутствие капитального ремонта корпуса A привело к тому, что значение сопротивления теплопередаче наружных стен не соответствует заниженному нормируемому значению для зданий, для которых по архитектурным или историческим причинам невозможно утепление стен снаружи, и равному $R_o^{100} = 1.62~\text{M}^{2.0}\text{C/Bt}$ [4].

Термограммы показывают, что пониженное сопротивление теплопередаче, как правило, имеют следующие участки наружных ограждений обследуемых зданий:

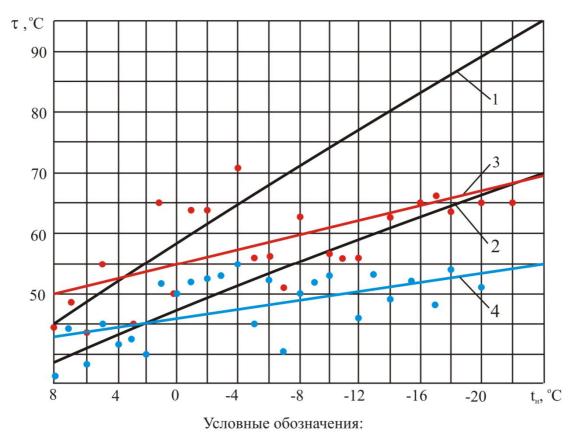
- нижние части стен в местах их примыкания к фундаменту;
- верхние участки стен возле крыши;
- стыки ограждающих конструкций фасадов здания.

Локальные области повышенной температуры выявлены на термограммах фасадов зданий в районе установки отопительных приборов.

Кроме того, потери теплоты наблюдаются через не оборудованные тамбурами входные двери, выходящие во двор корпусов, и старые окна в деревянных переплетах. Кроме щелевых отверстий по периметру оконной рамы большие межстекольные расстояния обуславливают циркуляцию воздуха между стеклами, что приводит к дополнительным тепловым потерям. Доступ холодного воздуха в помещения происходит также через центральные входные двери, так как наблюдается большой поток студентов во время перерывов и после окончания занятий. Это приводит к дополнительным сверхнормативным потерям теплоты.

Анализ данных теплосчетчиков, с помощью которых проводилось документирование параметров теплоносителя, позволил оценить реальные тепловые потоки, поступающие в систему отопления рассматриваемых корпусов. Показания теплосчетчиков регистрировались в течение всего отопительного периода.

На рис. 2 представлены результаты измерения температур сетевой воды на входе в систему отопления учебного корпуса А и на выходе после системы отопления в тепловую сеть.



- температура сетевой воды на входе в систему отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;
- температура сетевой воды на выходе из системы отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;

Рис. 2. Температурные графики для корпуса А:

1, 2 — температуры сетевой воды на входе в систему отопления и на выходе из нее соответственно при центральном качественном регулировании тепловой нагрузки по расчету; 3, 4 — то же по данным теплосчетчика.

Как видно из рис. 2, в интервале температур наружного воздуха от 8 до 4° С наблюдалось превышение температуры теплоносителя над расчетными значениями. Это связано с тем, что параллельно с системами отопления к сетям присоединены системы горячего водоснабжения, не допускающие снижения температуры теплоносителя в подающей линии сети ниже $65...70^{\circ}$ С, и в этом интервале температур по правилам регулирования тепловых нагрузок должно осуществляться количественное местное подрегулирование системы отопления.

Изменение расхода теплоносителя в корпусе не проводилось, Однако на температуру внутреннего воздуха это заметно не повлияло и она по-прежнему была ниже нормативного значения.

При более низких температурах наружного воздуха температура теплоносителя на входе в местную систему была ниже требуемой. При самой низкой температуре наружного воздуха за период исследований $t_{\rm H}$ = -20°C расхождение между расчетной и действительной температурами теплоносителя на входе в отопительные системы составляло 24°C или 27%.

Централизованное теплоснабжение образовательного учреждения осуществляется от квартальной котельной, оборудованной переведенными в водогрейный режим котлами ДКВР-2,5-14. Расчетный температурный график тепловой сети - 95/70°С. При непосредственном присоединении систем водяного отопления к тепловой сети при центральном качественном регулировании отопительной нагрузки расход теплоносителя остается постоянным, а температуры сетевой воды на входе в систему отопления τ_1 , °C, после нее τ_2 , °C, рассчитываются по формулам

$$\begin{split} \tau_1 &= t_e^p + \overline{\Delta t_{np}^p} \, \overline{Q}_o^{0,8} + 0.5 \delta \tau^p \overline{Q}_o \,, \\ \tau_2 &= t_e^p + \overline{\Delta t_{np}^p} \, \overline{Q}_o^{0,8} - 0.5 \delta \tau^p \overline{Q}_o \,, \end{split}$$

где t_e^p - расчетная температура воздуха в помещении, °C; $\overline{\Delta t_{np}^p} = (\tau_1^p + \tau_2^p)/2 - t_e^p$ - расчетный температурный напор в отопительном приборе, °C; $\overline{Q}_o = Q_o/Q_o^p = (\tau_e^p - \tau_\mu)/(\tau_e^p - \tau_{\mu o})$ - относительная отопительная нагрузка; $\delta \tau^p = \tau_1^p - \tau_2^p$ - расчетный перепад температур сетевой воды, °C; τ_1^p , τ_2^p - расчетные температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, °C; t_μ - температура наружного воздуха, °C.

С учетом реальных параметров работы тепловой сети (τ_1^p = 95°C, τ_2^p = 70°C, t_e^p = 20°C, $t_{\mu\rho}$ = -24°C) указанные формулы будут иметь вид

$$\tau_{1} = 20 + (82.5 - t_{g}^{p}) \left(\frac{20 - t_{H}}{44}\right)^{0.8} + 0.284(20 - t_{H}),$$

$$\tau_{1} = 20 + (82.5 - t_{g}^{p}) \left(\frac{20 - t_{H}}{44}\right)^{0.8} - 0.284(20 - t_{H}).$$
(1)

На рис. 2 представлены температурные графики, рассчитанные по формулам (1). Там же приведены действительные опытные температурные графики, построенные с помощью метода наименьших квадратов по полученным экспериментальным данным. Характеризующие указанные температурные графики уравнения линейной регрессии имеют вид

$$\tau_{1A}^{\delta} = 54,81 - 0,607t_{H},$$

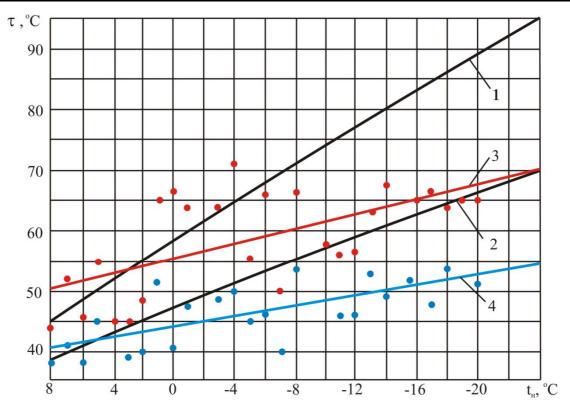
$$\tau_{2A}^{\delta} = 46,18 - 0,377t_{H}.$$

Согласно действительным температурным графикам, в реальных условиях практически на протяжении всего отопительного периода тепловая сеть работала по заниженному температурному графику вида 70/55°C, так как оборудование котельной не способно было обеспечить требуемые параметры теплоносителя по температуре. Дополнительные тепловые потери и снижение температуры теплоносителя также происходили при транспортировке теплоносителя по старым, изношенным тепловым сетям с нарушенной теплоизоляцией.

Аналогичные температурные графики, полученные для корпуса Б, приведены на рис. 3. Действительные опытные температурные графики в этом случае рассчитывались по уравнениям линейной регрессии вида

$$\tau_{1E}^{\delta} = 55,77 - 0,622t_{H},$$

$$\tau_{2E}^{\delta} = 44,55 - 0,423t_{H}.$$



Условные обозначения:

- - температура сетевой воды на входе в систему отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;
- - температура сетевой воды на выходе из системы отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;

Рис. 3. Температурные графики для корпуса Б:

1, 2 — температуры сетевой воды на входе в систему отопления и на выходе из нее соответственно при центральном качественном регулировании тепловой нагрузки по расчету; 3, 4 — то же по данным теплосчетчика.

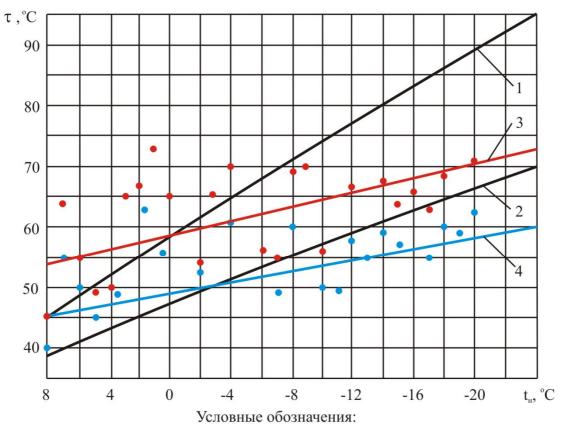
Немаловажным фактом является и то, что системы отопления в корпусах длительное время эксплуатируются без промывки, что привело к нарушению теплосъема в помещениях. Как видно из графиков, разница температур в подающей и обратной линиях в течение всего отопительного периода практически одинакова и не соответствует расчетной.

В более выгодном положении находится корпус B, имеющий наименьший срок эксплуатации по сравнению с корпусами A и Б. Как видно из рис. 4, температура теплоносителя на входе в систему отопления была выше, чем в корпусах A и Б. При температуре наружного воздуха $t_{\rm H} = -20^{\rm o}$ C расхождение между расчетной и действительной температурами теплоносителя на входе в отопительные системы составляло 18°C или 20%. Действительные температурные графики для корпуса B рассчитывались по по уравнениям линейной регрессии вида

$$\tau_{1B}^{\delta} = 58,63 - 0,578t_{H},$$

$$\tau_{2B}^{\delta} = 52,91 - 0,294t_{H}.$$

В ходе обработки данных теплосчетчиков в учебных корпусах А, Б и В также были построены кривые действительных расходов теплоты ежедневно в течение всего отопительного периода, представленные на рис. 5. Для сравнения на графиках приведены теоретические кривые, характеризующие потребность зданий в тепловой энергии на отопление, которые строилась по рассчитанным тепловым нагрузкам в соответствии с температурой наружного воздуха по данным метеослужбы за рассматриваемый период.



- температура сетевой воды на входе в систему отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;
- температура сетевой воды на выходе из системы отопления корпуса по показаниям теплосчетчика;

Рис. 4. Температурные графики для корпуса В:

1, 2 – температуры сетевой воды на входе в систему отопления и на выходе из нее соответственно при центральном качественном регулировании тепловой нагрузки по расчету; 3, 4 – то же по данным теплосчетчика.

Для каждого корпуса определялся измеренный за отопительный период расход теплоты в системах отопления Q^{usm}_{ozod} , ГДж, который затем пересчитывался на нормализованный отопительный период по формуле

$$Q_{o\, roo}^{u_{3M}.nep.} = \frac{Q_{o\, roo}^{u_{3M}} \ \Gamma C \Pi O}{z(t_{ez}-t_{Hz})},$$

где t_{ez} – средняя температура внутреннего воздуха за отопительный период, °C (принималась для корпусов A и Б по нижнему значению оптимальных параметров согласно [6] на территориях с $t_{no} \le -30$ °C равной $t_{ez} = 21$ °C; для корпуса B при явном перегреве здания $t_{ez} = 22$ °C); t_{nz} - средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °C; z – продолжительность отопительного периода, сут.

Результаты расчета расходов теплоты в системах отопления учебных корпусов приведены в таблице. Как следует из данных таблицы, для учебных корпусов А и Б пересчитанный на нормализованный отопительный период расход теплоты ниже требуемого. Это означает, что в здания поступает сниженное количество теплоты за счет низкой температуры теплоносителя, особенно в холодные месяцы отопительного сезона.

Для корпуса В измеренное и пересчитанное на нормализованный отопительный период значение расхода теплоты выше требуемого. Это означает, что в здание поступает избыточное количество теплоты и оно испытывает перегрев. Причиной несоответствия является

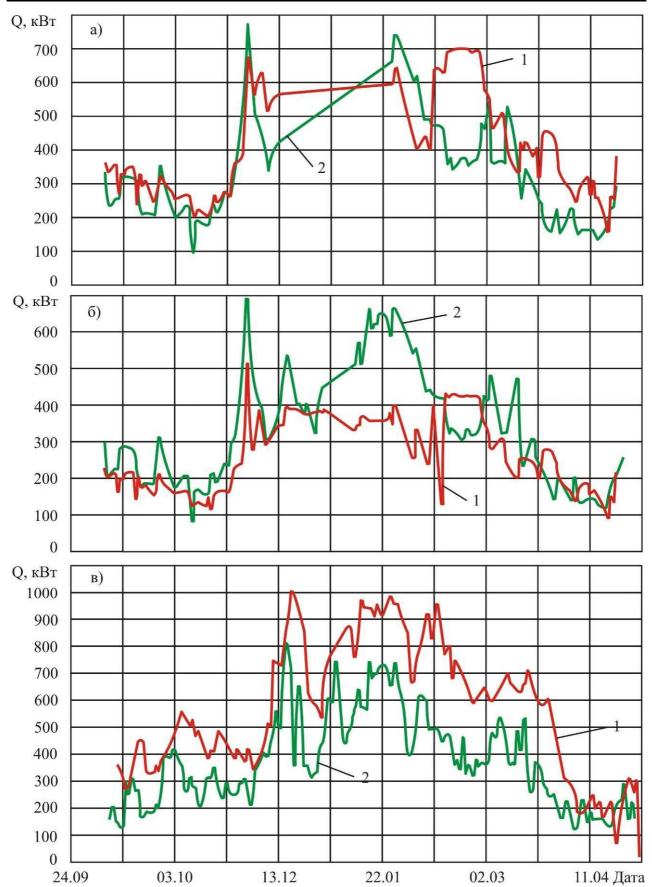


Рис. 5. Расход теплоты системами отопления за отопительный период: а – учебный корпус A; б – учебный корпус Б; в – учебный корпус В (1- действительный расход, 2- теоретический расход)

Таблица

Расходы теплоты в системах отопления учебных корпусов

Корпус	Расходы теплоты в системах отопления				
	расчетный,	действитель-	за отопитель-	действитель-	пересчитанный
	кВт	ный макси-	ный период по	ный за	на нормализо-
		мальный,	расчету,	отопительный	ванный отопи-
		кВт	ГДж	период,	тельный
				ГДж	период, ГДж
A	856,5	770	7737	7496, 06	7170,15
Б	765,1	690	6911	4713,12	4508,20
В	863,7	1005	7802	10155,46	9309,17

завышенный расход теплоносителя, циркулирующего в системе отопления, который позволяет при заниженной температуре теплоносителя поддерживать в помещениях корпуса температуру воздуха выше нормативной.

Для корпуса В измеренное и пересчитанное на нормализованный отопительный период значение расхода теплоты выше требуемого. Это означает, что в здание поступает избыточное количество теплоты и оно испытывает перегрев. Причиной несоответствия является завышенный расход теплоносителя, циркулирующего в системе отопления, который позволяет при заниженной температуре теплоносителя поддерживать в помещениях корпуса температуру воздуха выше нормативной.

Проведенные ранее теплоэнергетические исследования других объектов [7, 8] также показывали, что совпадение действительной и теоретической тепловых нагрузок систем отопления наблюдается крайне редко. Для большинства зданий расхождение составляет 15...25%. Причем для новых зданий характерно значительное превышение действительного расхода теплоты на отопление над теоретическим расходом в течение всего отопительного периода. В зданиях, имеющих значительный срок эксплуатации, наблюдается недостаток теплоты, особенно в наиболее холодные месяцы отопительного периода.

Теплоэнергетическое обследование зданий показало неудовлетворительное состояние всей системы теплоснабжения образовательного учреждения. Для реализации энергосберегающей и энергоэффективной работы необходимо провести реконструкцию системы теплоснабжения в целом.

В соответствии с результатами проведенной тепловизионной диагностики рекомендуется проведение следующих мероприятий по повышению энергоэффективности зданий:

- облицовка стен зданий, имеющих значительный срок эксплуатации, теплоизоляционными материалами для обеспечения требуемых значений сопротивления теплопередаче наружных ограждений;
- монтаж в помещениях теплоограждающих экранов за радиаторами системы отопления, предотвращающих потери теплоты через ограждающую конструкцию;
 - замена старых окон в деревянных переплетах пластиковыми стеклопакетами;
 - оборудование входных дверей тамбурами и воздушными завесами.

В системах отопления корпусов А и Б необходимо обеспечить нормальную циркуляцию воды. Для этого следует произвести промывку систем отопления, при необходимости заменить старые отопительные приборы новыми.

В корпусе В на отопительные приборы следует установить краны для регулирования их теплоотдачи в целях обеспечения требуемой температуры воздуха в помещениях, где температура внутреннего воздуха превышает допустимую величину.

Во всех зданиях образовательного учреждения должны быть установлены средства автоматизации на вводе в здание и в системах отопления, позволяющие корректировать теплоотдачу отопительных приборов при изменении условий теплового баланса в помещениях.

Перспективным является строительство автономного источника теплоснабжения для образовательного учреждения с одновременной заменой существующих тепловых сетей на новые теплопроводы с использованием современных теплоизоляционных материалов. Это обеспечило бы заданный температурный режим работы системы, снижение потерь теплоты при транспортировке теплоносителя до минимальных значений, улучшение регулирования подачи тепла в здания, повышение надежности работы, сокращение расходов на оплату за поставляемою теплоту.

Как и в других организациях, в образовательном учреждении плата за отопление осуществляется не по показаниям счетчиков, а по счетам, выставляемым теплоснабжающей организацией, что реально превышает стоимость фактически потребленной тепловой энергии. К тому же, поскольку в учебных корпусах не выдерживается температурный режим, то учреждение дополнительно оплачивает электроэнергию, необходимую для прогрева помещений в корпусах до нормативной величины.

Дополнительная экономия денежных средств могла бы быть достигнута за счет использования так называемого «дежурного отопления», при котором в нерабочее время в учебных корпусах температура воздуха снижается до минимально допустимой величины.

В качестве источника теплоснабжения можно использовать блочно-модульную котельную, которая обеспечивала бы теплотой образовательное учреждение в широком диапазоне тепловых нагрузок, сохраняя при этом КПД брутто на уровне 90...95%. Возможен вариант использования в качестве источника теплоснабжения мини-ТЭЦ, поставляющей образовательному учреждению не только тепловую, но и электрическую энергию.

Список литературы

- 1. Федеральный закон от 3 ноября 2009 года № 261-ФЗ «Об энергоснабжении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты российской Федерации».
- 2. Лагерева, Э.А. Использование информационных технологий в процессе обучения бакалавров по направлению подготовки «Жилищное хозяйство и коммунальная инфраструктура» / Э.А. Лагерева // Перспективы развития информационных технологий. 2016. № 28. С. 105-109.
- 3. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. Введ. 2013-01-01. М.: Стандартинформ, 2013. 12 с.
- 4. Свод правил СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. Введ. 2013-07-01. М.: Стандартинформ, 2013. 139 с.
- 5. Свод правил СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. Введ. 2013-01-01. М.: Стандартинформ, 2013. 113 с.
- 6. СТО НОП 2.1-2014. Стандарт Национального объединения проектировщиков. Требования по составу и содержанию энергетического паспорта проекта жилого и общественного здания. Введ. 2014-06-04. M., 2013. 200 с.
- 7. Лагерева, Э.А. Результаты теплотехнических обследований наружных ограждений конструкций зданий методом инфракрасной термографии / Э.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Материалы научной конференции Совета МНТО, Брянск, 28-29 мая 2011 г. Брянск: БГТУ, $2011.-C.\ 29-30.$
- 8. Лагерева, Э.А. Анализ работы систем централизованного теплоснабжения жилых и общественных зданий г. Брянска / Э.А. Лагерева // Материалы научной конференции Совета МНТО, Брянск, 28-29 мая 2012 г. Брянск: БГТУ, 2012. С. 35-36.

Сведения об авторе

Лагерева Эльвира Александровна - кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника отдела $\Phi\Gamma$ БОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», elvira-l.alex@yandex.ru.

FEATURES OF THE SURVEY OF HEAT CONSUMPTION IN THE DEVELOPMENT OF A COMPREHENSIVE PLAN FOR ENERGY EFFICIENCY INSTITUTION OF HIGHER EDUCATION

Lagereva E.A.

The methodology of the survey of heat consumption in the development of a comprehensive plan for energy conservation educational institutions of higher education. The results of field studies of heat consumption one of the educational institutions of the city of Bryansk. The survey was done study of the temperature and humidity and an air regimen of locations, a thermographic survey of the exterior enclosures of buildings, the analysis of the data of heat meters. Built valid temperature charts of the surveyed buildings, obtained by processing the experimental data using the least squares method. Graphs of actual and theoretical costs of TEP-lots daily during the whole heating period. Propose concrete actions, allowing to increase the efficiency of the heating system of the educational institution.

Keywords: energy saving, heating system, the temperature of the internal air, the heat transfer resistance of external walls, flow of heat in the heating system

References

- 1. Federal law of 3 November 2009 No. 261-FZ "On energy supply and increasing energy efficiency and on amendments to certain legislative acts of the Russian Federation".
- 2. Lagereva E.A. The use of information technologies in training process of bachelors in the preparation of "Housing and communal infrastructure", *Perspektivy razvitiya informatsionnykh tekhnologiy*, 2016, No. 28, pp. 105-109.
- 3. GOST 30494-2011. Residential and public buildings. Microclimate parameters for indoor enclosures. Moscow, Standartinform, 2013. 12 p.
- 4. SP 50.13330.2012. *Thermal performance of the buildings*. Moscow, Standartinform, 2013. 139 p.
 - 5. SP 131.13330.2012. Building climatology. Moscow, Standartinform, 2013. 113 p.
- 6. STO NOP 2.1-2014. Requirements for the composition and content of energy passport of the residential and public buildings. Moscow, 2013. 200 p.
- 7. Lagereva E.A., Lagerev I.A. The results of thermal surveys of cladding structures of buildings by infrared thermography. *Scientific conference of the Council of MNTO*. Bryansk, BGTU, 2011, pp. 29-30.
- 8. Lagereva E.A. The analysis of systems of the centralized heat supply of residential and public buildings in the city of Bryansk. *Scientific conference of the Council of MNTO*. Bryansk, BGTU, 2012, pp. 35-36.

Author' information

Elvira A. Lagereva - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice Head of Bureau at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *elvira-l.alex@yandex.ru*.

УДК 621.78.044.7

СТРУКТУРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПЕРЛИТНОГО ПРЕВРАЩЕНИЯ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

В.Н. Пустовойт, В.А. Кузьмина, Ю.В. Долгачев

Донской государственный технический университет

Рассмотрены особенности перлитного превращения в магнитном поле. Произведено сравнение структуры и свойств сталей после термической обработки в магнитном поле и без поля. Применение магнитного поля приводит к повышению дисперсности эвтектоида, изменяет характер процесса выделения избыточных фаз. На основе полученных данных делается вывод, что в магнитном поле оказывается возможным мультипликативное зарождение центров феррита, что связано с преимуществами ферромагнитного состояния феррита и термодинамической невыгодностью образования неферромагнитных фаз.

Ключевые слова: перлит, термическая обработка, магнитное поле, ферромагнитные кластеры

Для проведения исследования особенностей перлитного превращения в магнитном поле использовали образцы стали промышленной плавки с содержанием углерода 0,45...1,20 % (рис. 1). Для получения структуры пластинчатого перлита данные образцы нагревали в технически чистом олове до 950°С и после требуемой выдержки переносили в изотермическую микроэлектрованну, помещенную между полюсами электромагнита. Обработку образцов без поля проводили таким же образом при отключенном электромагните.

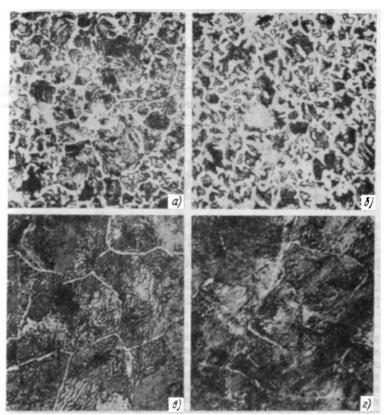


Рис. 1. Микроструктура стали 45 и У12 после изотермического распада аустенита при 680° C: а, в – обработка без поля; б, г – обработка в магнитном поле напряженностью 960 кА/м; а, $6 - \times 100$; в, $\Gamma - \times 500$

На репликах с использованием эмпирических формул Салтыкова [1] были получены значения межпластинчатого расстояния эвтектоида (рис. 3, а). Полученные данные отображают общую тенденцию уменьшения межпластинчатого расстояния в случае распада аустенита в магнитном поле.

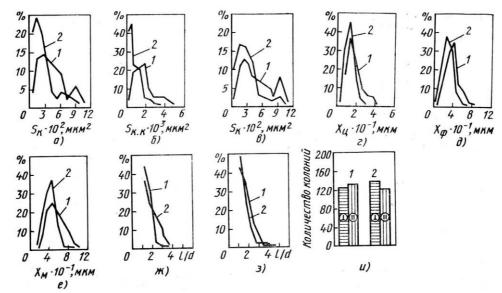


Рис. 2. Полигоны распределения:

а – площадей сечений колоний эвтектоида, сталь 45;

б – площадей сечений коллектива колоний эвтектоида, сталь 45;

в – площадей сечений колоний эвтектода, сталь У8;

г – проекций (на плоскость шлифа) толщины цементитных пластин в эвтектоиде, сталь У8 (фольга); д – проекций толщины ферритных пластин в эвтектоиде, сталь У8 (фольга);

е – проекций межплатинчатого расстояния в эвтектоиде, сталь У8 (фольга);

ж – колоний эвтектоида по форм-фактору l/d, сталь 45;

3 – колоний эвтектоида по форм-фактору l/d, сталь У8;

и – ориентация пластин в эвтектоидных колониях относительно длинной оси, сталь 45; 1- без поля, 2- в магнитном поле.

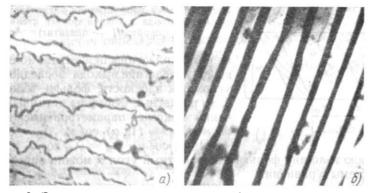


Рис. 3. Электронно-оптические изображения эвтектоида: a- сталь 45, реплика, $\times 7500$; 6- сталь У8, фольга, $\times 5400$

При исследовании фольги с использованием расчетов установлено, что дисперсность эвтектоида стали У8 после распада в магнитном поле повышается в 1,3 раза (рис. 3, б).

Анализ форм-фактора колоний эвтектоида (рис, 2, ж, 3) и ориентации пластин относительно данной оси колонии (рис. 2, и) показал отсутствие фактически значимого различия модальных значений этих параметров в стали эвтектоидного состава. В связи с этим сделано предположение, что магнитное поле напряженностью до 1 МА/м не оказывает существенного влияния на изменение формы эвтектоидных колоний и не создает условий для их пре-имущественного, ориентированного развития.

Установленное в работе [2] уменьшение времени эвтектоидного превращения под действием магнитного поля свидетельствует об увеличении средней скорости процесса. Магнитное поле может оказывать значительное влияние на скорость зарождения фаз, входя-

щих в эвтектоид. Гетерогенное образование феррита на границах кристаллов приводит к возрастанию упругой энергии на межфазной поверхности α/γ из-за взаимодействия вектора спонтанного намагниченности I_S с полем H, кристаллографической магнитной анизотропии, появления поля напряжений в результате магнитострикционных деформаций. Кроме того, в объеме аустенитного зерна флуктуационно образуются и анигилируют кластеры с параллельной ориентацией магнитных моментов («рои» спинов). Эти флуктуационные кластеры дальнего ферромагнитного порядка имеют концентрацию и время релаксации, прямо зависящие от действия магнитного поля [3]. Наличие таких несовершенств магнитной природы приводит к локальной анизотропной деформации решетки и снижает в этих микрообъемах энергию образования зародыша критического размера.

Исходя из всего вышесказанного, можно сделать вывод, что в магнитном поле под влиянием указанных факторов оказывается возможным мультипликативное зарождение центров феррита и как избыточной фазы, и как составляющей эвтектоидной смеси. На стадии распада по эвтектоидной реакции единовременный рост ферритных зародышей из большого числа центров вызывает обогащение ближайших микрообъемов аустенита углеродам и создает условия для массового появления цементитных пластин. Такое интенсивное развитие превращения в начальный период обнаруживается с большей или меньшей точностью определяемой температурой начала реакции, что было установлено в эксперименте.

Изменение количества избыточных фаз в магнитном поле связано с преимуществами ферромагнитного состояния феррита и термодинамической невыгодностью образования неферромагнитного цементита.

Применение магнитного поля при термической обработке на структуру пластинчатого перлита приводит к повышению дисперсности эвтектоида и изменяет характер процесса выделения избыточных фаз в сталях неэвтектоидного состава — инициирует выделение избыточного феррита и подавляет выделение избыточного цементита. Такое изменение в структурообразовании перлита повышает характеристики пластичности с одновременным снижением прочности у доэвтектоидных и повышает прочность с уменьшением пластичности у заэвтектоидных сталей. Использование термической обработки в магнитном поле в интервале температур распада, соответствующих образованию структур сорбита и троостита, способствует снижению характеристик разрушения.

Список литературы

- 1. Салтыков, С.А. Стереометрическая металлография / С.А. Салтыков. М.: Металлургия, 1976. 272 с.
- 2. Бернштейн, М.Л., Пустовойт В.Н. Термическая обработка стальных изделий в магнитном поле / М.Л. Бернштейн, В.Н. Пустовойт. М.: Машиностроение, 1987. 256 с.
- 3. Пустовойт, В.Н. Особенности протекания мартенситного превращения в стали при закалке в постоянном магнитном поле / В.Н. Пустовойт, Ю.В. Долгачёв // Вестник Донского государственного технического университета, 2007. Т.7. №4(35). С. 459-465.

Об авторах

Пустовойт Виктор Николаевич - доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Физическое и прикладное материаловедение» Донского государственного технического университета (344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), раб. тел.: +7 (863) 273-83-65, fipm-dstu@mail.ru.

Область научных интересов: гипернеравновесные фазовые переходы в металлах, обработка металлов в магнитном поле, поверхностное упрочнение сталей и сплавов с использованием концентрированных потоков энергии. Имеет более 300 научных публикаций.

Кузьмина Виктория Алексеевна - магистрант кафедры «Физическое и прикладное материаловедение» Донского государственного технического университета (344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), раб. тел.: +7 (908) 510-13-98, vassillisska@yandexl.ru.

Область научных интересов: термомагнитная обработка. Имеет 2 публикации.

Долгачев Юрий Вячеславович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Физическое и прикладное материаловедение» Донского государственного технического университета (344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), раб. тел.: +7 (863) 273-83-65, yuridol@mail.ru.

Окончил Дагестанский государственный технический университет в 2007 г. по специальности «Материаловедение в машиностроении». Область научных интересов: термомагнитная обработка. Имеет 20 публикации.

STRUCTURAL FEATURES PEARLITE TRANSFORMATION IN A MAGNETIC FIELD

Pustovoyt V.N., Kuzmina V.A., Dolgachev Yu.V.

Don State Technical University

The features of pearlite transformation in the magnetic field. Comparison of structure and properties of the steel after heat treatment in a magnetic field without a field. Application magician magnetic field increases the dispersion of the eutectoid, changes the nature of the excess phase separation process, which increases the ductility characteristics with a simultaneous decrease in strength doevtektoidnyh and increases the strength with decreasing plasticity in hypereutectoid steels. On the basis of the experimental data it is concluded that it is possible multiplicative ferrite nucleation centers in a magnetic field, which is associated with the benefits of a ferromagnetic-consisting of ferrite and thermodynamically unfavorable formation of non-ferromagnetic phase.

Keywords: pearlite, heat treatment, magnetic field, ferromagnetic nanoclusters

References

- 1. Saltykov S.A. *Stereometricheskaya metallografiya* [Stereometric metallography]. Moscow, Metallurgiya, 1976. 272 p.
- 2. Bernstein M.L., Pustovoyt V.N. *Termicheskaya obrabotka stalnykh izdeliy v magnitnom pole* [Heat treatment of steel parts in the magnetic field]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 256 p.
- 3. Pustovoyt V.N., Dolgachev Yu.V. Features flow martensite pre-rotation in the steel during quenching in a static magnetic field. *Vestnik DSTU*, 2007, Vol. 7, No. 4, pp. 459-465.

Authors' information

Viktor N. Pustovoyt - Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Worker of Science, head of the Department "Physical and Applied Materials" at Don State Technical University, fipm-dstu@mail.ru.

Research interests: hyper nonequilibrium phase transitions in metals, metals processing in a magnetic field, surface hardening of steels and alloys with the use of concentrated energy flows. It has more than 300 scientific publications.

Victoria A. Kuzmina - undergraduate of the Department "Physical and Applied Materials" at Don State Technical University, *vassillisska@yandexl.ru*.

Research interests: thermomagnetic treatment. Has 2 scientific publications.

Yuri V. Dolgachev - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Physical and Applied Materials" at Don State Technical University,

He graduated from the Dagestan State Technical University (2007) in "Materials in mechanical engineering", yuridol@mail.ru.

Research interests: thermomagnetic treatment. He has 20 scientific publications.

УДК: 502.55, 004.922

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГЕОИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМ В ЗАДАЧАХ УПРАВЛЕНИЯ ТВЕРДЫМИ БЫТОВЫМИ ОТХОДАМИ

А.А. Платонов, Д.О. Марков

Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет

Рассмотрена проблема размещения полигонов твердых бытовых отходов. Проанализированы характерные особенности предметной области. Выявлена и обоснована необходимость использования современных информационных систем для решения данной проблемы. На основе проведенных исследований предлагается вариант решения рассматриваемой проблемы.

Ключевые слова: экология, геоинформационная система, управление отходами, твердые бытовые отходы, санитарно-защитная зона.

Введение.

Развитие информационных технологий позволило применять новые способы решения задач, связанных с вопросами экологической сферы. Для этого используются современные программные инструменты, которые помогают значительно увеличить эффективность выполняемых работ, а также организовать хранение данных, оптимизировались процессы по их вводу, редактированию, анализу и наглядному представлению. Комплекс аппаратно-программных средств, предназначенных для хранения, использования и отображения пространственно соотнесенных данных, получил название геоинформационной системой.

Геоинформационные системы получают все большее распространение, так как по сравнению с другими способами предоставления информации обладают массой преимуществ. Из них можно перечислить следующие: наглядная визуализация данных, привязка данных к картографической информации, формирование запросов (в том числе пространственных), возможность синтеза карт из нескольких слоев, удобное хранение информации и т.д.

Испокон веков информация о положении физических объектов являлась очень важной для человека. Так, например, первобытные люди на охоте знали места обитания их добычи, а для исследователей первопроходцев жизнь напрямую зависела от их знаний географии. В современном обществе люди также живут и работают, используя информацию о том, кто, что и где находится. В основном знания из области географии применяются в реализации обыденных задач, таких как найти необходимую улицу или рассчитать наиболее короткий путь от дома до работы. Развитие информационных технологий в наше время позволяет использовать их для решения задач в различных сферах. Так же и в экологии и природопользовании для решения экологических проблем.

Постановка задачи.

Во всех странах проблемы с управлением твердыми бытовыми отходами (ТБО) являются одними из самых основных. В системе городского хозяйства они занимают второе место по затратам и вложениям, не считая водоснабжения и канализации. Полигон ТБО – это комплекс природоохранительных сооружений, предназначенных для складирования, изоляции и обезвреживания ТБО, обеспечивающих защиту от загрязнения атмосферы, почвы, поверхностных и грунтовых вод, препятствующих распространению грызунов, насекомых и болезнетворных микроорганизмов [4].

При разработке и создании объектов расположения ТБО важным этапом считается размещение границ санитарно-защитных зон (СЗЗ) специальных территорий с особым режимом использования, которые обеспечивают сокращение воздействия загрязнений на окружающую среду до требуемых значений.

Для решения указанной задачи целесообразно использовать современные информационные средства, которые позволяют оптимизировать процессы по вводу, редактированию, анализу, визуализации и хранению данных, - географические информационные системы (гео-информационные системы, ГИС).

Геоинформационная система (ГИС) - это информационная система, которая представляет собой комплекс взаимодействующих компонентов, состоящих из компьютерных средств, программного обеспечения, географических данных, регламента и пользователей, и которая выполняет функции ввода, интегрирования, хранения, обработки, анализа, моделирования и визуализации географической информации [5]. В идеологии ГИС заложена идея интегрирования.

Геоинформационные системы отличаются от других информационных систем наличием возможностей интегрирования различной пространственной информации, о земном пространстве. Любые данные можно интегрировать в единую систему при условии, что эти данные являются пространственными и привязаны к реальному земному пространству.

Следующее основное отличие заключается в том, что ГИС имеют возможности анализировать пространственные данные. На основе анализа возможно дальнейшее пространственное моделирование объектов и явлений. В ГИС присутствует инструмент пространственного анализа, причем крупные геоинформационные системы имеют большой выбор различных средств для выполнения пространственного анализа. Аналитические возможности ГИС позволяют получить ответы на множество пространственных запросов, решить большое количество пространственных задач в различных предметных областях.

Помимо функций интеграции и анализа ГИС имеет мощный инструмент визуализации данных. Пространственная информация представляется в виде картографических образов, диаграмм, графиков, оформленных богатым арсеналом изобразительных средств, адаптированных для удобного восприятия информации. Объекты карты могут быть отображены или напечатаны в любой комбинации и фактически в любом масштабе карты, делая компьютеризированные картографические данные намного более гибкими по сравнению с традиционными бумажными картами.

Результаты и их обсуждение.

Во время проведения экологических исследований для оперативной реализации территориального планирования в настоящее время все шире используются геоинформационные технологии. Для решения этой задачи удобно использовать геинформационную систему типа QGIS (ранее - Quantum GIS), которая является ГИС с открытым исходным кодом. Эта геоинформационная система является достаточно простым в использовании и быстрым инструментом для просмотра географических данных под управлением операционных систем семейства Linux. В настоящее время она стала кроссплатформенной [1]. Интерфейс QGIS понятен даже для неискушенного пользователя и в отдельных моментах превосходит популярные ГИС.

Возможности QGIS:

- просмотр данных (возможность просмотра данных различных форматов, их взаимного наложения, использования и наложения векторных и растровых данных);
- исследование данных (возможность создания карт и исследования географических данных);
- создание, редактирование и экспорт данных (возможность конвертирования векторных данных в различные форматы путем переноса в GRASS);
- анализ данных (возможность проведения анализа пространственных данных в PostgreSQL/PostGIS или других форматах);
 - расширение функциональности QGIS с помощью модулей расширения.

ГИС QGIS можно настраивать персонально для решения необходимых задач. Для этого в составе QGIS имеются соответствующие специализированные модули поддержки. Пользователь также имеет возможность создания дополнительных новых модулей, используя язык программирования C++ или Python.

Требования к качеству пространственных данных, используемых в ГИС, варьируются в зависимости от задачи, поставленной в проекте. Для получения данных высокого качества существует специализированный ресурс OpenStreetMap (OSM), который представляет собой базу пространственных данных и имеет открытую лицензию. Получение данных с данного

ресурса удобно интегрировано в QGIS. Необходимо установить модуль расширения OSM Place Search, панель данного модуля добавится в интерфейс QGIS (рис.1).

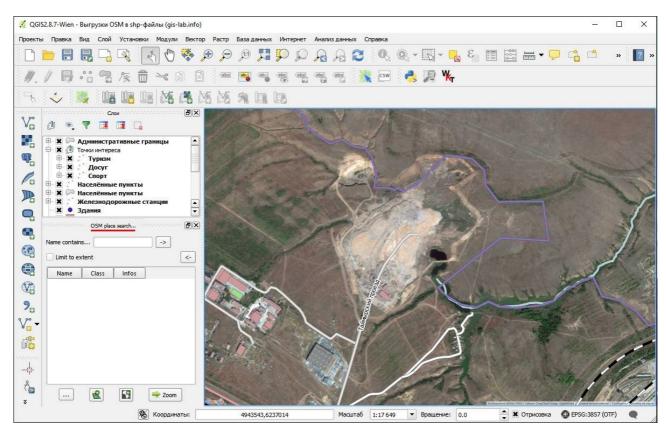


Рис.1. Вид панели модуля расширения OSM Place Search в интерфейсе QGIS

Другие известные поставщики геоданных для QGIS (Google Maps, Bing Maps, MapQuest и Apple Maps) также интегрируются в рабочий интерфейс QGIS (рис.2). Для этого необходимо использовать модуль расширения OpenLayers.

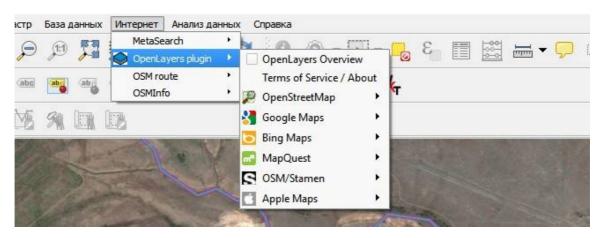


Рис.2. Вид панели модуля расширения OpenLayers в интерфейсе QGIS

Для анализа задачи управления твердыми бытовыми отходами на основе геоинформационных технологий был выбран один из самых старых и крупных полигонов Волгограда городской полигон ТБО вблизи поселка Гумрак. На рис.3 представлена указанная территория в QGIS.

На примере этого полигона, зная его геолокацию и нормы санитарно-защитных зон для полигонов твердых бытовых отходов, используя геоинформационную систему QGIS и ее

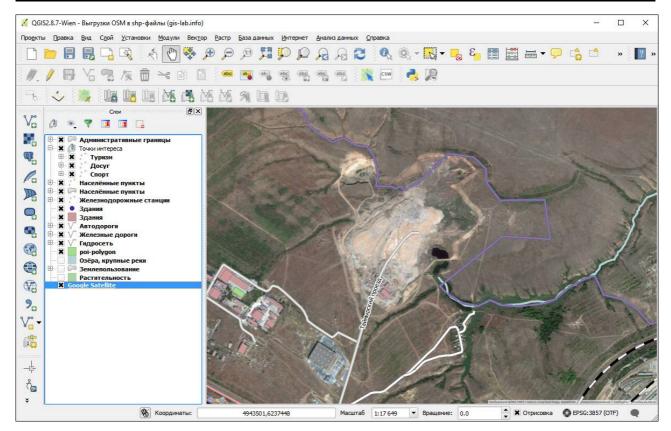


Рис. 3. Пример представления территории городского полигона ТБО г. Волгоград вблизи поселка Гумрак средствами QGIS

различные модули, мы имеем универсальное платформу для решения большинства проблем, связанных с управлением пространственными данными и их анализом.

Модуль «Проверка топологии» описывает взаимоотношения между точками, линиями и полигонами. Данный модуль позволяет легко проверять топологию при помощи заданных пользователем правил. Правила построены на основных пространственных функциях: «равенство, «нахождение внутри», «пересечение», «касание».

Модуль «fTools» предоставляет расширяемый набор инструментов управления пространственными данными и функций анализа, являющихся одновременно быстрыми и функциональными, таких как сумма расстояний в полигонах, базовая статистика, анализ близости и др.

Модуль «Пространственные запросы» позволяет выполнять пространственные запросы к объектам целевого слоя по отношению к объектам другого слоя, т.е. производить поиск тех или иных объектов, заданных пользователем [2].

Выводы.

Учитывая уровень развития современных информационных технологий, возможности нынешних геоинформационных систем и их перспективы в будущем, следует рассматривать указанные геоинформационные системы как мощный и универсальный инструмент для решения целого ряда экологических проблем, включая задачу управления размещением твердых бытовых отходов.

Представленный в работе подход целесообразно использовать для решения задач информирования и возможного предупреждения развития негативных экологических факторов, обусловленных деятельностью промышленных предприятий и организаций, обобщения известных к настоящему времени экологических данных по Волгоградской области. Такая комплексная информация может быть полезна органам государственного и муниципального управления, органам государственного экологического надзора и общественным природозащитным организациям с целью мониторинга и улучшения экологической обстановки в регионе.

Список литературы

- 1. Дубинин, М. Ю. Открытые настольные ГИС: обзор текущей ситуации / М.Ю. Дубинин, Д.А. Рыков // Геопрофиль, март-апрель. 2010.
- 2. Модули QGIS. Документация QGIS 2.0 [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://docs.qgis.org/2.0/ru/docs/user_manual/plugins/plugins_index.html.
- 3. Новосёлов, А.С. Обустройство полигона твёрдых бытовых отходов / А.С. Новоселов. Вологда: ВоГТУ, 2013.
- 4. Павлов, С.В. Информационная система поддержки принятия решений по управлению отходами на территории республики Башкортостан на основе базы нечетких знаний / С.В. Павлов, З.Л. Давлетбакова, А.Х. Абдуллин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. − 2013. − Т. 9. − №. 4.
- 5. Шипулин, В.Д. Основные принципы геоинформационных систем / В.Д. Шипулин. Харьков: XHAГX, 2010. 337 с.

Об авторах

Платонов Андрей Анатольевич - к. ф.-м. н., доцент кафедры математики и информационных технологий ФБГОУ ВПО «Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет», *aplat@mail.ru*.

Марков Дмитрий Олегович - Институт строительства и жилищно-коммнунального хозяйства ФБГОУ ВПО «Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет», dima.vokram@gmail.com.

USING GEOGRAPHIC INFORMATIONS SYSTEMS FOR SOLID WASTE MANAGEMENT

Platonov A.A., Markov D.O.

Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering (VSUACE)

In this article the problem of placement of solid waste landfills is analyzes. We have analyzed the characteristics of the subject area and revealed the necessity of using modern geographic information systems to solve this problem. On the basis of the research we offer solutions to the problem.

Keywords: ecology, geographic information system, waste management, municipal solid waste, sanitary-protective zone

References

- 1. Dubinin M. Yu., Rykov D. A. Otkrytye nastolnye GIS: obzor tekushchey situatsii, *Geoprofil*, mart-aprel, 2010.
- 2. Moduli QGIS. Dokumentatsiya QGIS 2.0 Available at: http://docs.qgis.org/2.0/ru/docs/user_manual/plugins/plugins_index.html.
- 3. Novoselov A.C. *Obustroystvo poligona tverdykh bytovykh otkhodov* [Construction of solid waste landfill]. Vologda, Vologodskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy yniversitet, 2013.
- 4. Pavlov S.V., Davlyetbakova Z.L., Abdullin A. Kh. Informatsionnaya sistema podderzhki prinyatiya resheniy po upravlyeniyu otkhodami na territorii respubliki Bashkortostan na osnove bazy nechetkikh znaniy. *Elektrotekhnicheskie i informatsionnye kompleksy i sistemy*, 2013, Vol. 9, No. 4.
- 5. Shipulin V.D. *Osnovnye printsipy geoinformatsionnykh system* [The basic principles of geographic information systems]. Kharkov, KhNAGKh, 2010. 337 p.

Author' information

Andrey A. Platonov - Ph.D., Associate Professor of Department of Mathematics and Information Technology at Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering, aplat@mail.ru.

Dmitriy O. Markov - student of Institute of Construction and Housing at Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering, dima.vokram@gmail.com.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЩИЯ



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) RU (11)

160 562⁽¹³⁾ U1

(51) MΠK

B66C 23/44 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ОПИСАНИЯ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2015146054/11, 26.10.2015

(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 26.10.2015

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 26.10.2015

(45) Опубликовано: 20.03.2016 Бюл. № 8

Адрес для переписки:

241036, г. Брянск, ул. Бежицкая, 14, ректору Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского А.В. Антюхову

(72) Автор(ы):

Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)

(54) ТРЕХЗВЕННЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ КРАН-МАНИПУЛЯТОР

(57) Формула полезной модели

- 1. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор, состоящий из закрепленной на раме базового транспортного средства опорной конструкции, поворотной колонны, стрелы, рукояти с закрепленным на конце грузозахватным органом, а также силовыми гидроцилиндрами механизмов поворотного движения стрелы и рукояти, узлы крепления которых к металлоконструкции крана-манипулятора включают по две попарно неподвижно закрепленные на металлоконструкции проушины, изготовленные из толстостенного листового проката и имеющие соосные отверстия для установки в них соединительной оси для образования цилиндрического шарнирного соединения с корпусом гидроцилиндра, в которых выполняются углубления глубиной не менее 2/3...3/4 толщины листового проката, наплавляемые затем заподлицо до восстановления исходной толщины проушины материалом, имеющим коэффициент ударной вязкости выше, чем коэффициент ударной вязкости основного материала проушины, отличающийся тем, что углубление выполняется со стороны одной из боковых плоскостей проушины на части ее поверхности, в пределах которой полностью располагается отверстие для установки соединительной оси.
- 2. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор по п.1, отличающийся тем, что со стороны обеих боковых плоскостей проушины выполняются симметрично два углубления, имеющих одинаковую глубину, конфигурацию и размеры вдоль боковых поверхностей проушины.

160562 U

œ

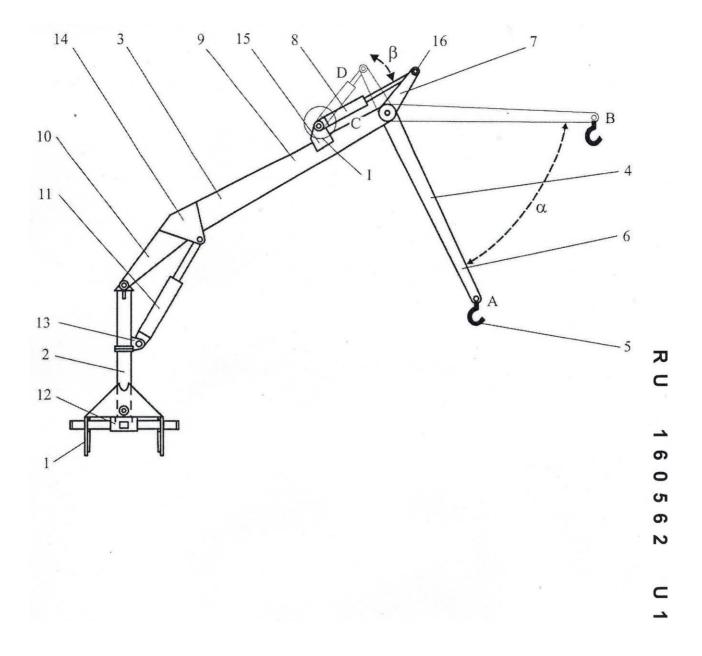
108

Z

60

S

9



Для получения дополнительной информации, заключения лицензионных договоров или проведения иных патентных действий необходимо обратиться в

отдел инновационного развития

Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского:

Телефон: +7 (4832) 64-81-17 доб. 217 Факс: +7 (4832) 66-64-42

E-mail: inno-bgu@yandex.ru