ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

10
2017

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Гончаров А. А. — Расчет предельных нагрузок на самотормозящиеся клиновые механизмы свободного хода . . . 3

Волков Г. Ю., Курасов Д. А., Горбунов М. В. — Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашины . . . 10

Сафонов А. И., Галюжин А. С. — Повышение надежности пневмоприводов применением центробежно-магнитной осушки сжатого воздуха . . . 16

Новокшенов А. Д., Марченко П. А., Немов А. С., Боровков А. И. — Топологическая и параметрическая оптимизации кронштейна под установку звездного датчика . . . 22

Гизатуллин Ф. А. Салихов Р. М. — Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания ГТД и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания . . . 27

Сердюков В. И., Сердюкова Н. А., Шишкина С. И. — Использование элементов искусственного интеллекта для повышения надежности технических изделий 29

Мандровский К. П., Тюрин Я. И. — Оптимизация опорного контура колесной машины, оснащенной манипуляторным оборудованием, для повышения ее устойчивости . . . 33

Аскаров Е. С. — Кулачково-винтовой механический пресс и его использование . . . 35

Спицына Д. Н., Юрин А. Н. — Исследование боковых сил, действующих на движущиеся мостовые краны . . . 39

Баловнев В. И., Селиверстов Н. Д., Данилов Р. Г. — Исследование работы фрезы рыхлительно-смесительного агрегата ресайклера . . . 46

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О. — Полиэтилсилоксановые магнитные нанодисперсные масла для узлов трения . . . 48

Алибоев Б. А. — Исследования гидроабразивного изнашивания прецизионных сопряжений гидрораспределителей тракторов . . . 56

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Дмитриев А. М., Коробова Н. В. — Определение силы выдавливания заготовок ступенчатым пуансоном . . . 59

Беспалов Д. А., Ремшев Е. Ю., Данилин Г. А., Воробьева Г. А., Пехов В. А. — Влияние режимов термообработки на физико-механические свойства проволоки из никельхромкремнистой бронзы . . . 65

Боровский В. Г., Негинский Е. А., Отт О. С, Маслов А. Р. — Исследование процесса обработки твердых горных пород алмазно-твердосплавными пластинами . . . 68

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Гидравлический расчет системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону обработки материала . . . 70

Масюткин Е. П., Авдеев Б. А., Жуков В. А. — Применение магнитных гидроциклонов для повышения качества очистки технических жидкостей . . . 75

Карелин И. Н., Седых В. Д. — Теоретические основы технологии изготовления износостойкого крутоизогнутого отвода трубопровода . . . 81

Проблемы теории и практики резания материалов

Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И. — Применение упрочняющей фаски на задней поверхности керамических резцов для резьбы для повышения их стойкости . . . 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Goncharov A. A. — Analysis of limit loads on self-braking wedge free wheel mechanism

Volkov G. Yu., Kurasov D. A., Gorbunov M. V. — Engineering method of geometric synthesis of planetary mechanism of rotor hydraulic machine

Safonov A. I., Galyuzhin A. S. — Increase of reliability of pneumatic drives by application of centrifugal-magnetic dehydration of pressurized air

Novokshenov A. D., Marchenko P. A., Nemov A. S., Borovkov A. I. — Topological and parametric optimization of carrier for installation of star sensor

Gizatullin F. A. Salikhov R. M. — Influence of accumulated energy in capacitive ignition systems of gas-turbine engine and spark frequency on resource of semiconductor spark igniters

Serdyukov V. I., Serdyukova N. A., Shishkina S. I. — Application of artificial intelligence elements for increase of reliability of technical products

Mandrovskiy K. P., Tyurin Ya. I. — Optimization of support contour of wheeled machine, fitted with manipulator equipment for increase of its stability

Askarov E. S. — Cammed-screw mechanical press and its application

Spitsyna D. N., Yurin A. N. — Research of lateral forces, acting on moving bridge cranes

Balovnev V. I., Seliverstov N. D., Danilov R. G. — Research of mill operation of ripping-mixing aggregate of recycler

Problems of tribology-friction, wearing away and lubrication

Bolotov A. N., Novikov V. V., Novikova O. O. — Polyethyl-siloxane magnetic nanodispersed oils for friction units

Aliboev B. A. — Research hydroabrasive wear mate precision hydraulic control valves tractors

MANUFACTURING ENGINEERING

Dmitriev A. M., Korobova N. V. — Determination of extrusion force of billets by stepped punch

Bespalov D. A., Remshev E. Yu., Danilin G. A., Vorob'eva G. A., Pekhov V. A. — Influence of heat treatment modes on physical and mechanical properties of wire from nickel-chromium-silicon bronze

Borovskiy V. G., Neginskiy E. A., Ott O. S., Maslov A. R. — Research of machming process of hard rocks by polycrystalline diamond inserts

Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Hydraulic analysis of coolant-cutting fluid feed to material processing zone

Masyutkin E. P., Avdeev B. A., Zhukov V. A. — Application of magnetic hydraulic cyclones for quality increase of service fluids cleaning

Karelin I. N., Sedykh V. D. — Theoretical basics of manufacturing technology of wear resistant knuckle bend of pipeline

Problems of theory and practice of materials cutting

Yamnikov A. S., Chuprikov A. O., Khar'kov A. I. — Application of strengthening chamfer on back surface of thread ceramic cutters for increase of their resistance

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 25.08.2017. Подписано в печать 19.09.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.83.4.001.57

А. А. ГОНЧАРОВ, канд. техн. наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: goncharov_7148@mail.ru

Расчет предельных нагрузок на самотормозящиеся клиновые механизмы свободного хода

Предложен способ расчета предельной внешней нагрузки на самотормозящийся клиновой механизм свободного хода с использованием статической неконсервативной гранично-элементной модели. На основе критериев контактной прочности получена оценка несущей способности антифрикционного вкладыша радиального подшипника скольжения. Приведены решения контактных задач, позволяющие исследовать влияние геометрических параметров элементов подшипникового узла на нагрузочную способность механизма.

Ключевые слова: клиновой механизм свободного хода, гранично-элементная модель, радиальный подшипник скольжения, нагрузочная способность.

The method of analysis of external limit load on a self-barking wedge free wheel mechanism using static non-conservative boundary element model is suggested. Basing on contact strength criteria, the assessment of load-carrying ability of anti-frictional insert of a radial sliding bearing is obtained. The solutions of contact problems, allowing to study the influence of geometric parameters of bearing unit elements on loading capacity of a mechanism, are given.

Keywords: wedge free wheel mechanism, boundary element model, radial sliding bearing, loading capacity.

Принцип действия самотормозящихся клиновых механизмов свободного хода (МСХ) [1] предполагает передачу крутящего момента посредством сил трения, возникающих в кинематических парах звеньев при действии внешней нагрузки. Силы трения создают сопротивление относительному движению звеньев механизма, обеспечивают их фрикционное замыкание и определяют в конечном итоге величину крутящего момента, передаваемого МСХ в тяговом режиме. Поэтому определение и прогнозирование триботехнических характеристик МСХ имеет первостепенное значение. Величина максимального момента трения является главным исходным параметром методики проектного расчета. Реализация заранее заданного, т. е. расчетного, значения момента трения в МСХ — актуальная теоретическая задача. В процессе ее решения должна быть установлена зависимость между моментом внутренних сил трения и величиной внешней нагрузки при заданных конструктивных параметрах механизма. Максимальная функциональная нагрузка не должна вызывать предельные состояния, при которых механизмы перестают удовлетворять предъявляемым эксплуатационным требованиям. Предельными состояниями МСХ следует считать любого вида разрушения элементов конструкции и появление недопустимых относительных угловых перемещений.

В данной статье расчет предельной внешней нагрузки на клиновой МСХ выполнен исходя из условия недопустимости возникновения пластических деформаций в его конструктивных элементах. По достижении напряжениями предела текучести механизм, безусловно, не утрачивает несущей способности вследствие упрочнения поверхностных слоев деталей. В большей степени целесообразность ограничения нагрузки определяется критериями износостойкости механизма, так как линейная интенсивность изнашивания в условиях упругопластических деформаций на порядок и более превышает линейную интенсивность изнашивания при упругих деформациях [2]. Для исследования механики контактного взаимодействия элементов клиновых МСХ использовали гранично-элементную неконсервативную модель, достаточно подробное описание которой и описание основных процедур контактного алгоритма приведены в работах [3, 4]. В данной работе не рассматривались проблемы выбора относительных геометрических параметров звеньев, обеспечивающих самотормозящиеся свойства конструкции при заданном коэффициенте трения. Зависимости для выполнения геометрического расчета клиновых механизмов приведены в работе [5].

Краткое описание расчетной модели. На рис. 1 представлена плоская расчетная схема триботех-

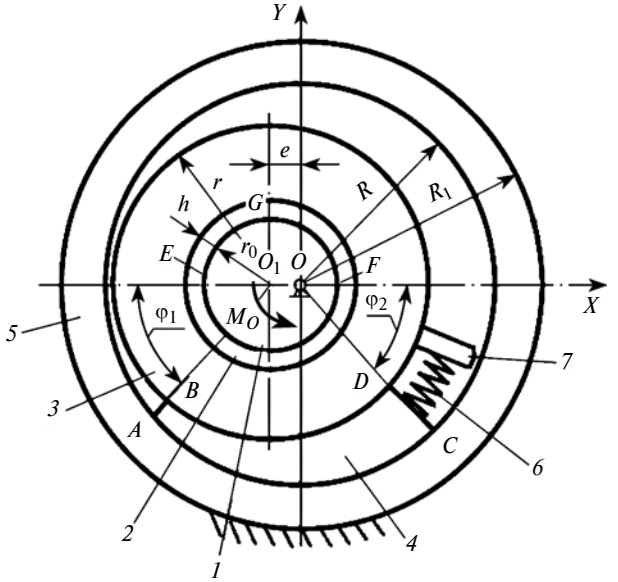


Рис. 1. Расчетная схема триботехнической системы клинового механизма свободного хода

нической системы клинового МСХ, состоящего из следующих конструктивных элементов: вала-эксцентрика *1*, ведущей (*3*) и ведомой (*5*) обойм клина *4*. Для снижения потерь на трение в зоне контакта с эксцентриком ведущая обойма имеет радиальный подшипник скольжения *2*. Контактная задача решается в предположении, что элементы МСХ имеют идеально сопрягаемые контактные поверхности; вал-эксцентрик является абсолютно жестким телом, подшипник, обоймы и клин — идеально упругими; в области контакта вала-эксцентрика с жестко закрепленным в ведущей обойме радиальным подшипником отсутствует трение; в областях контакта клина с обоймами силы трения подчиняются закону Амонтона. Упругие свойства тел задают значения констант их материалов — модуля Юнга (E) и коэффициента Пуассона (ν); конфигурацию звеньев фрикционной модели задают эксцентриситет e, радиусы вала (r_0), подшипника (r) и обойм (клина) (R, R_1), толщина h подшипника и углы φ_1 и φ_2 радиальных срезов клина. Считаем, что в областях контакта клина с обоймами реализуются коэффициенты f_{AC} и f_{BD} граничного трения.

В стоповом режиме ведомая обойма замкнута на корпус, и внешняя нагрузка создается крутящим моментом M_O, приложенным к валу-эксцентрику. Он создает нормальное давление на элементы МСХ и одновременно инициирует их относительное скольжение. Геометрические параметры звеньев при заданных значениях коэффициентов трения в областях контакта обеспечивают эффект вырождения кинематических пар клина с обоймами и самоторможение механизма независимо от величины внешней нагрузки и при отсутствии поджимающего клин устройства [5].

Под действием внешнего крутящего момента M_O происходит внедрение жесткого эксцентрика в тело подшипника скольжения. Его внутренняя поверхность разбивается на две области — контактную (EF) и свободную от нагрузки (EGF), в пределах которой между телами возникает зазор. При постановке обратной задачи в качестве параметра, связанного с процессом деформирования, использовался угол ε поворота жесткого вала-эксцентрика относительно общего центра механизма. Это позволило воспроизвести адекватные условия нагружения механизма в его плоской модели и построить эффективную итерационную процедуру численного моделирования процесса инкрементального нагружения МСХ [4]. На каждом этапе нагружения момент M_O пропорционален углу ε, определяющему как размеры области контакта, так и интегральное значение момента, зависящего от распределения контактных напряжений в этой области.

В отсутствие сил трения упругие перемещения происходят по нормали к недеформированной внутренней поверхности подшипника и задаются как кинематические граничные условия: $u_n = f(\varepsilon, \varphi)$, где ε — угол поворота эксцентрика, φ — центральный угол, определяющий положение исследуемой точки в формируемой области EF контакта. Определяемые при решении контактной задачи распределения нормальных давлений σ_n в области EF связаны с величиной удельного момента внешней нагрузки интегральным соотношением

$$M_O = r_0 e \int_{EF} \sigma_n \sin\varphi \, d\varphi. \qquad (1)$$

Критерием сходимости равновесия механической системы в пределах заданного допуска являлась оценка баланса величины задаваемого внешнего крутящего момента и интегрального значения (1), характеризующего действие восстанавливающих упругих сил в области контакта вала-эксцентрика с ведущей обоймой.

Плоское напряженно-деформированное состояние (НДС) упругих элементов МСХ при кусочно-постоянной аппроксимации нормальных и касательных перемещений (u_n, u_s) и поверхностных усилий (σ_n, σ_s) на контурах тел описывает система линейных алгебраических уравнений [3]:

$$\begin{cases} Y_s^i = \sum\limits_{j=1}^{N} C_{ss}^{ij} X_s^i + \sum\limits_{j=1}^{N} C_{sn}^{ij} X_n^i; \\ Y_n^i = \sum\limits_{j=1}^{N} C_{ns}^{ij} X_s^i + \sum\limits_{j=1}^{N} C_{nn}^{ij} X_n^i. \end{cases} \qquad (2)$$

Здесь $i, j = 1, ..., N$, где N — общее число элементов гранично-элементной модели; Y_s^i, Y_n^i — линейные комбинации известных параметров, задаваемых как граничные условия; C_{ss}^{ij}, C_{sn}^{ij}, C_{ns}^{ij}, C_{nn}^{ij} — коэффициенты влияния, связанные с неизвестными граничными параметрами X_s^i, X_n^i.

При наличии существенно неидеальных внутренних связей решение системы (2) должно удовлетворять статическим граничным условиям, определяющим условия нагружения и закрепления механизма, а также ограничениям, налагаемым в рамках закона Амонтона на величину касательных реакций (сил трения) в областях контакта клина с обоймами:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_s < f_{AC}|\sigma_n|; \\ \sigma_s < f_{BD}|\sigma_n|, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

$$\left.\begin{aligned} \sigma_s \geq f_{AC}|\sigma_n|; \\ \sigma_s \geq f_{BD}|\sigma_n|. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Анализ поведения МСХ выполнялся в условиях инкрементального нагружения с помощью итерационной процедуры, основанной на поэтапном решении системы (2) линейных алгебраических уравнений с ограничениями модуля касательных напряжений в областях AC и BD контакта клина с обоймами при их жестком сцеплении (3) и проскальзывании (4). Процедура обеспечивала возможность определения двух кинематических состояний системы (заклинивания или проскальзывания МСХ) в рамках контактных явлений микро- и макроскольжения тел.

Результаты численного моделирования. Получим решение контактной задачи, содержанием которой является определение предельной нагрузки на механизм при заданных геометрических и упругих параметрах его элементов. Поэтапное нагружение клинового механизма осуществляли внешним моментом $M_O = 0, ..., M_O^*$, где M_O^* — предельный момент, вызывающий появление пластических деформаций в конструкции. Принятое при постановке задачи допущение исключает из прочностного анализа жесткий вал-эксцентрик.

В отсутствие разработанных критериев предельного состояния клиновых МСХ для получения оценок их нагрузочной способности воспользуемся известными критериями прочности конструкционных материалов. Состояние текучести конструкционных материалов, в частности, определяет критерий максимальных касательных напряжений. Предполагается, что при действии предельной внешней нагрузки касательное напряжение в какой-либо точке наиболее нагруженного элемента достигает предельно допустимого значения

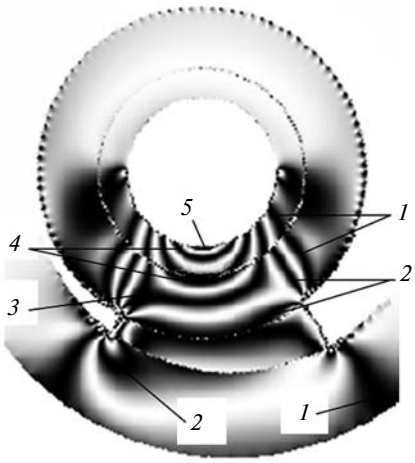


Рис. 2. Напряженное состояние модели МСХ при действии внешнего момента M_O = 3,65 Н · м

$\tau_{max} = k = (\sigma_1 - \sigma_2) = 0{,}5\sigma_т$, где k — пластическая постоянная конструкционного материала; σ_1, σ_2 — главные напряжения; $\sigma_т$ — напряжение текучести. Тогда условие контактной прочности механизма при плоском напряженном состоянии имеет вид [6]:

$$\tau_{max} \leq [\tau_{max}] = 0{,}5\sigma_т,$$

где τ_{max} и $[\tau_{max}]$ — максимальные и допускаемые касательные напряжения.

Расчеты выполняли при следующих геометрических и упругих параметрах элементов МСХ: e = 5 мм; r_0 = 11; 13; 15 мм; h = 0,25; 0,5; 1,0; 3,0; 5,0 и 7,0 мм; r = 29 мм; R = 35 мм; R_1 = 50 мм; $\varphi_1 = \varphi_2 = 60°$; $E_2 = 0{,}85 \cdot 10^5$ МПа; $E_3 = E_4 = E_5 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $\nu_2 = 0{,}3$, $\nu_3 = \nu_4 = \nu_5 = 0{,}27$; $f_{AC} = f_{BD} = 0{,}12$. Механические характеристики используемых конструкционных материалов взяты из справочной литературы. Индексы в обозначениях модуля Юнга и коэффициента Пуассона соответствуют обозначениям элементов на рис. 1. Регулярная расчетная сетка включала в себя 980 граничных элементов.

Анализ хорошо согласующихся результатов численного и экспериментального моделирования методом фотоупругости [5] показал, что напряженное состояние конструкции является неоднородным и наиболее высокие концентрации контактных напряжений возникают в подшипниковом узле механизма. На рис. 2 показана характерная картина максимальных касательных напряжений в модели с параметрами подшипника r_0 = 13 мм, h = 5 мм при стоповом режиме нагружения. Она была получена с помощью средств графической визуализации вычислительной системы. Цифрами 1÷5 обозначены порядки изохром с ценой полосы τ_{max} = 5 МПа. Поскольку прочностные характеристики материалов вала и обойм значительно превосходят харак-

теристики антифрикционного вкладыша, последний является "слабым звеном" конструкции, в котором возможно образование зон пластических деформаций. Поэтому контактная прочность МСХ полностью определяется несущей способностью подшипника скольжения, и под предельной следует понимать нагрузку, приводящую к появлению в нем пластических деформаций. Известные упрощенные методики расчетов подшипников скольжения используют критерии работоспособности, учитывающие специфику условий эксплуатации [2]. В МСХ указанная выше кинематическая пара выполняет функцию подшипника только в фазе свободного хода, когда отсутствует фрикционное замыкание и элементы движутся независимо друг от друга. В фазе нагружения механизма практически отсутствует относительное скольжение тел. Поэтому для анализа несущей способности вкладыша подшипника МСХ можно использовать и критерий допускаемых давлений [2, 7].

Необходимо отметить существенную зависимость несущей способности подшипникового узла от его конструктивного исполнения. В МСХ можно использовать два варианта антифрикционного элемента [8]: жесткий вкладыш в виде покрытия толщиной $h/r_0 \ll 1$, наносимого на внутреннюю поверхность обоймы или цапфы вала; мягкий вкладыш в виде массивной втулки. Первый вариант имеет значительные преимущества: с уменьшением толщины антифрикционного элемента увеличивается контактная жесткость сопряжения и улучшается теплоотвод из зоны контакта. Поэтому его применение может быть изначально рекомендовано к применению в МСХ. Но в настоящее время на практике в основном используется второй вариант исполнения подшипникового узла. Известные методы расчета предельной нагрузки для массивных вкладышей основаны на анализе НДС подшипника, находящегося в условиях пластического течения. Установлено, что деформация вкладыша, закрепленного в более жестком теле, существенно зависит от его толщины и большей несущей способностью обладает более тонкий подшипник [2, 7]. Поэтому актуальна постановка вопроса о степени влияния геометрических параметров подшипникового узла на нагрузочную способность МСХ. Отметим, что детальный расчет деформаций дает решение контактной задачи теории пластичности. При использовании разработанной упругой модели может быть получена только приближенная оценка предельной нагрузки.

В рамках проверочного расчета был выполнен сравнительный анализ НДС моделей МСХ, в которых изменялись геометрические параметры элементов подшипникового узла — радиус пальца вала-эксцентрика и толщина антифрикционного вкладыша. Было принято, что вкладыши изготовлены из рекомендуемой для подшипников скольжения бронзы Бр С30, для которой допускаемое напряжение составило $[\tau_{max}] = 26$ МПа.

Предельное значение M_O^* находили при пошаговом изменении параметра нагрузки (угла ε поворота эксцентрика) до момента образования во вкладыше идентичных областей с напряжениями, равными максимальным допускаемым напряжениям. Момент M_O^* определяли в два этапа. Для каждой упругой модели МСХ при использовании выражения (1) были построены нагрузочные характеристики вида $M_O = f(\varepsilon)$, а затем — зависимости максимальных касательных напряжений, возникающих во вкладыше, от нагружающего момента: $\tau_{max} = f(M_O)$. Указанные зависимости с высокой степенью достоверности аппроксимировали линейными функциями, и предельные значения моментов для каждого расчетного случая определяли в точках пересечения графиков $\tau_{max} = f(M_O)$ линией уровня $[\tau_{max}] = \text{const}$.

Полученные для предельных углов ε^* решения контактных задач показали, что такой подход обеспечивает достаточную для инженерных расчетов точность определения предельного момента. Максимальные погрешности вычисления максимальных касательных напряжений не превышали 0,3 %, предельного внешнего момента — 1,2 %.

На рис. 3 построены зависимости $\tau_{max} = f(M_O)$, позволяющие определять предельную нагрузку для модели МСХ с радиусом пальца эксцентрика $r_0 = 13$ мм при разной толщине h вкладышей. Согласно рис. 3 при увеличении толщины h вкладыша происходит уменьшение предельной нагрузки, приводящей к образованию областей, где касательные напряжения меньше $[\tau_{max}]$. В частности, в рассмотренном варианте модели увеличение толщины вкладыша от 1 до 7 мм привело к уменьшению предельного момента M_O^* максимально на 20 %.

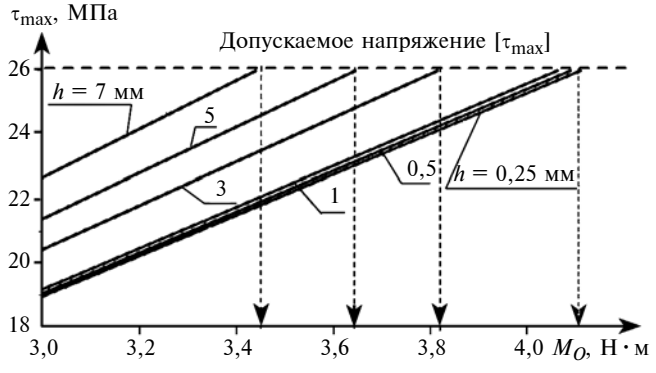


Рис. 3. Определение величины предельного момента для МСХ при разной толщине *h* вкладышей подшипников скольжения

Согласно работе [8] подшипники относятся к разным категориям: при толщине вкладышей h = 0,25; 0,5 и 1 мм они являются тонкостенными ($h/r_0 \le 0{,}1$), при h = 3; 5 и 7 мм — толстостенными ($h/r_0 > 0{,}1$). В соответствии с теоретическими выводами работ [2, 8] толщина втулки подшипника является параметром процесса деформирования и при определенном ее значении упругие свойства обоймы не должны оказывать влияние на напряженное состояние вкладыша. Представленные на рис. 4 поля максимальных касательных напряжений подшипника скольжения полностью подтверждают указанные выводы. Они получены при действии соответствующих предельных моментов M_O^* и наглядно иллюстрируют влияние толщины h вкладыша на его напряженное состояние. Прежде всего следует отметить, что предельный момент уменьшается при увеличении толщины вкладыша. В тонкостенном подшипнике (h = 1 мм) область высоких напряжений [τ_{max}] охватывает всю его толщину, но максимальные напряжения возникают в жестко связанной с ним обойме, имеющей более высокие прочностные характеристики конструкционного материала.

В толстостенных вкладышах (h = 3÷7 мм) глубина h^* областей максимальных напряжений не превышает их толщину h. Выполняется известное условие для пластических зон $h^* < h$, при котором деформирование втулки не зависит от толщины вкладыша. Расположение и глубина областей допустимых напряжений [τ_{max}] в моделях с толстостенной втулкой подчиняются этому условию, и при действии предельных нагрузок h^* является постоянной величиной.

При численном и экспериментальном моделировании МСХ было установлено, что на всех этапах нагружения соблюдается подобие полей напряжений. Это позволяет предположить, что при дальнейшем увеличении внешней нагрузки зоны пластического течения возникнут во вкладышах подшипников в пределах упругих зон с максимальным уровнем τ_{max}.

Увеличение нагрузочной способности МСХ при заданных механических характеристиках антифрикционного материала возможно только при существенном понижении уровня напряженного состояния подшипникового узла. Наиболее эффективным конструктивным способом разгрузки проблемной контактной зоны является увеличение радиуса цапфы. На рис. 5 показано совместное влияние геометрических параметров подшипникового узла на величину расчетной предельной нагрузки. Эквидистантное расположение линейных зависимостей $M_O^* = f(h)$ при радиусе цапф r_0 = 11, 13, 15 мм свидетельствует о едином механизме деформирования вкладышей. Во всех рассмотренных слу-

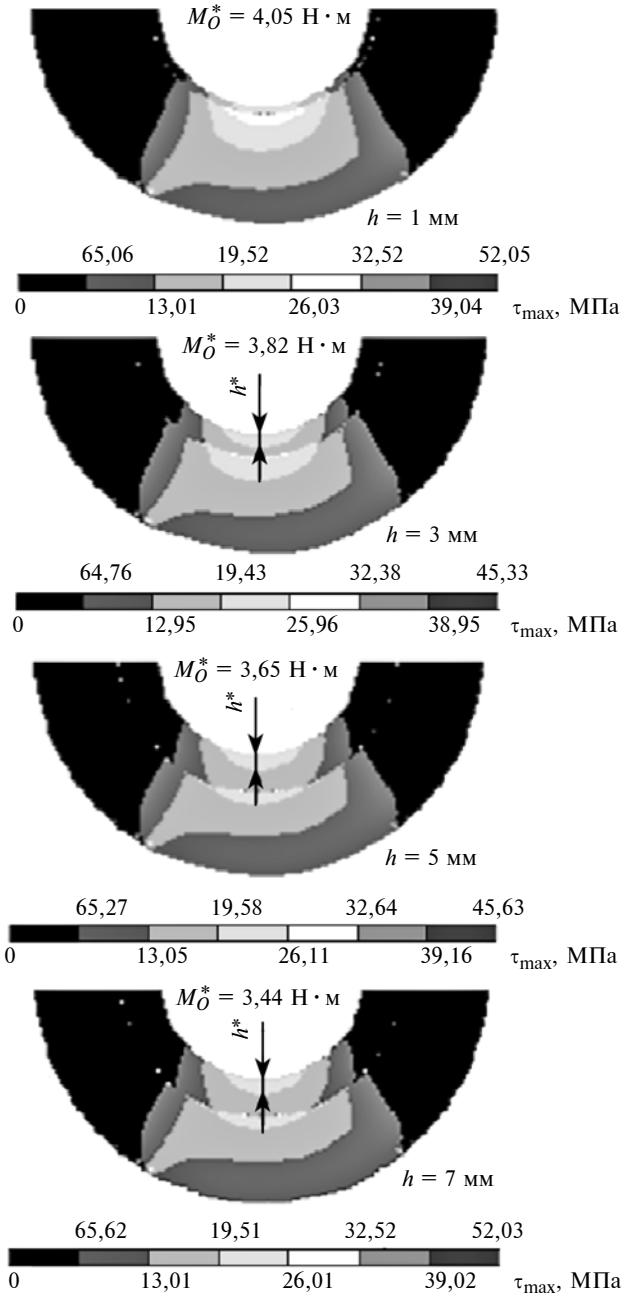


Рис. 4. Поля максимальных касательных напряжений τ_{max} подшипников скольжения МСХ с вкладышами толщиной h = 1÷7 мм при действии предельных моментов M_O^*

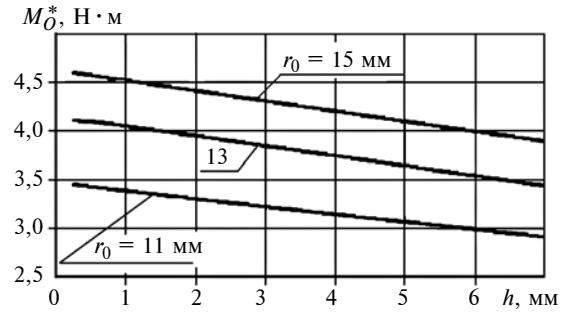


Рис. 5. Зависимости предельного момента M_O^* от толщины h вкладыша и радиуса r_0 цапфы подшипникового узла

чаях увеличение толщины подшипника в диапазоне $h = 0{,}25 \div 7{,}00$ мм приводит к снижению предельного внешнего момента, не превышающему 20 %. Более значительный эффект дает увеличение размеров цапфы. В частности, изменение радиуса вала с 11 до 15 мм обеспечило повышение предельной нагрузки на 28,5 %.

Определим работоспособность подшипникового узла МСХ с радиусом пальца эксцентрика $r_0 = 13$ мм по наиболее распространенной методике, базирующейся на критерии допускаемых давлений. Расчет подшипников скольжения основан на ограничении средних (условных) давлений $p \le [p]$, где $[p]$ — допускаемые давления, зависящие от материала антифрикционного вкладыша [2, 7]. Для оценки прочности используем нормальные давления ($p = \sigma_n$) в формируемых предельными нагрузками областях контакта эксцентрика с обоймой. Распределения давлений при действии моментов M_O^* имеют симметричный характер, при котором максимальной величины они достигают в центральной части областей контакта. С увеличением толщины вкладыша от 1 до 7 мм максимальные давления линейно уменьшаются от 50,4 до 44,2 МПа. В таком же соотношении изменяются и средние давления, их максимальное значение при толщине вкладыша $h = 1$ мм составило 21,4 МПа. При допускаемом для антифрикционного материала давлении $[p] = 25{,}4$ МПа прочность рассмотренных радиальных подшипников скольжения при действии предельных нагрузок также обеспечивается. Таким образом, оба критерия прочности дают одинаковую оценку механического состояния конструкции. Отметим, что анализ прочности основывался на решениях контактных задач методом граничных элементов, позволяющим с достаточно высокой степенью точности определять все компоненты напряженного состояния механизма.

На практике наиболее часто используют методику расчета подшипников, которая предусматривает упрощенный подход при определении области контакта вала и вкладыша, а также распределения в ней давлений. В таблице приведены результаты расчета средних давлений в толстостенных подшипниках плоских моделей МСХ, выполненного по формуле [7]

Расчет средних давлений в подшипнике по упрощенной методике

Толщина вкладыша h, мм	Предельный момент M_O^*, Н · м	Эквивалентная нормальная нагрузка P^*, Н	Площадь опорной поверхности S, мм^2	Среднее давление p, МПа
3	3,82	764	26	29,38
5	3,65	730	26	28,07
7	3,44	688	26	26,46

$$p = P^*/S, \tag{5}$$

где $P^* = M_O^*/e$ — эквивалентная предельная нормальная сила, приложенная к оси пальца (e — эксцентриситет вала); $S = 2r_0 l$ — площадь проекции опорной поверхности на плоскость, перпендикулярную направлению действия силы (l — единичная ширина вкладыша).

Согласно расчетам по формуле (5) средние давления превышают допускаемые, в связи с чем прочность подшипниковых узлов при действии предельных нагрузок M_O^* не обеспечивается. Сравнение полученных давлений с данными численного моделирования показало, что в условиях идеального сопряжения вала и вкладыша расчеты по упрощенной методике дают более высокие средние давления. При минимальной толщине вкладыша $h = 3$ мм расхождение результатов достигает 15,7 %. Величина давления, определенного по упрощенной методике, не зависит от толщины h вкладыша. Снижение давления при увеличении h происходит вследствие уменьшения предельной нагрузки, которая, как было установлено выше, зависит от толщины вкладыша.

Упрощенный подход также позволяет определить предельную нормальную силу P^* по формуле (5) и соответствующий крутящий момент M_O^*, исходя из допускаемого давления $[p] = 25{,}4$ МПа. Для всех рассмотренных вариантов подшипника с радиусом пальца эксцентрика $r_0 = 13$ мм крутящий момент составил $M_O^* = 3{,}3$ Н · м.

Наличие зазоров в подшипнике существенно уменьшает размеры области контакта элементов и увеличивает нормальные давления, которые можно найти только при решении нелинейной контактной задачи. Можно предположить, что в подобных случаях расчеты давлений по упрощенной методике будут давать значительно большую погрешность.

Необходимо также отметить, что приводимые в различных источниках допускаемые давления $[p]$ представляют собой средние статистические данные, относящиеся к определенным конструкциям. Поэтому есть все основания полагать, что использование универсальных классических критериев прочности при анализе НДС дает более достоверную оценку контактной прочности и нагрузочной способности конструкции.

Предлагаемый способ расчета позволяет определить верхнюю границу предельной внешней нагрузки на МСХ. При ее действии реализуется максимальный момент трения, величина которого позволяет судить о предельном моменте полезной нагрузки (M_c), которую самотормозящийся МСХ может передавать в тяговом режиме: $M_{\text{тр}} \approx M_c$. Ин-

тегральное значение момента трения определяет распределение сил трения (σ_s) в зоне AC (см. рис. 1) контакта клина *4* с ведомой обоймой *5*:

$$M_{\text{тр}} = R \int_{AC} \sigma_s \mathrm{d}l. \qquad (6)$$

Введение расчетных коэффициентов, учитывающих неблагоприятные условия нагружения и наименьшие значения прочностных характеристик материалов, гарантирует конструкцию от появления пластических деформаций в наиболее нагруженном подшипниковом узле. Следует иметь в виду, что понижение допускаемой внешней нагрузки приведет к соответствующему уменьшению реализованного механизмом момента сил трения.

Последовательность действий, описанных при определении предельной нагрузки (1) и реализуемого момента трения (6), позволяет выполнить проверочный расчет самотормозящихся клиновых МСХ, в результате которого после нахождения относительных размеров звеньев должна быть получена оценка величины реализуемого момента трения. При этом геометрические и упругие параметры элементов МСХ выступают в качестве входных исходных данных прочностного расчета.

Задача проектного расчета состоит в определении абсолютных размеров звеньев самотормозящегося механизма, обеспечивающих передачу расчетного момента трения. Возможности разработанной гранично-элементной модели и вычислительной системы позволяют выполнить указанные расчеты методом подбора на основе линейных аппроксимаций зависимостей, связывающих внешнюю нагрузку с параметрами НДС конструкции. При разработке достаточно простых процедур построения линейных нагрузочных характеристик МСХ и определения геометрических параметров элементов в задаваемых масштабах линейно-однозначного подобного преобразования вычислительная система "BEA" может быть наиболее эффективно использована для проведения автоматизированных расчетов на различных этапах проектирования клиновых МСХ.

Выводы

Схемно-конструктивное решение клиновых МСХ однозначно определяет наличие наиболее высоких концентраций контактных напряжений в радиальном подшипнике скольжения. В связи с этим предельная нагрузка на МСХ определяется несущей способностью антифрикционного материала вкладыша и существенно зависит от его геометрических параметров.

При выборе подшипника скольжения необходимо учитывать, что геометрические параметры элементов подшипникового узла оказывают существенное влияние на его несущую способность. Увеличение толщины антифрикционного вкладыша приводит к значительному снижению несущей способности подшипникового узла и нагрузочной способности всего механизма. Поэтому перспектива повышения нагрузочной способности клиновых МСХ связана с применением жестких вкладышей.

Предложенная в статье методика позволяет определить верхний уровень предельной внешней нагрузки на МСХ и реализуемый им максимальный момент трения. Полученные при использовании критерия максимальных касательных напряжений оценки прочности антифрикционного вкладыша согласуются с оценками, полученными по стандартной методике расчета подшипников скольжения.

Упрощенные методы расчета подшипников скольжения в силу большого числа упрощающих допущений дают менее точную оценку механического состояния антифрикционного вкладыша и определяют более низкий уровень предельной нагрузки на МСХ.

Разработанная математическая модель, вычислительная система и методика расчета предельной нагрузки могут быть эффективно использованы для выполнения проверочного и проектного расчетов самотормозящихся клиновых механизмов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 145 с.
2. **Крагельский И. В., Михин Н. М.** Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
3. **Гончаров А. А., Гончаров Ан. А.** Модифицированная контактная модель клиновых механизмов свободного хода // Вестник машиностроения. 2014. № 9. С. 24—29.
4. **Гончаров А. А.** Численное моделирование кинематических состояний клинового механизма свободного хода в фазе активного нагружения // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 10—16.
5. **Гончаров А. А., Гончаров Ан. А.** Исследование влияния геометрических параметров элементов на самоторможение клиновых механизмов свободного хода // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2014. № 1. С. 18—28.
6. **Черменский О. Н., Ряховский О. А.** Расчеты на контактную прочность // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 3—8.
7. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
8. **Горячева И. Г., Добычин М. Н.** Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.

УДК 621.839.36

Г. Ю. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, Д. А. КУРАСОВ, канд. техн. наук, М. В. ГОРБУНОВ (Курганский ГУ),
e-mail: naukka@mail.ru

Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашины

Рассмотрены новый подход к геометрическому синтезу некруглых зубчатых звеньев роторной гидромашины, а также соответствующая ему инженерная методика, реализуемая с использованием общедоступного математического программного обеспечения и стандартных пакетов графических компьютерных программ.

Ключевые слова: планетарная роторная гидромашина, траектории центров сателлитов, синтез центроид, синтез профилей зубьев.

The new approach to geometric synthesis of non-round tooth links of a rotor hydraulic machine, and also the corresponding to it engineering methodic, implemented using open-access mathematical software and standard graphics software, are considered.

Keywords: planetary rotor hydraulic machine, trajectories of satellites centers, centroids synthesis, teeth profiles synthesis.

В современной технике широко используются объемные роторные гидромашины: насосы и двигатели. Известны несколько схем таких машин, в том числе планетарные роторные гидромашины (ПРГМ), которые содержат планетарный механизм с плавающими сателлитами и в общем случае некруглыми центральными зубчатыми колесами (рис. 1). Достоинством ПРГМ является автоматическая компенсация зазоров в радиальных сопряжениях ротора и статора, которая предопределяет повышенный ресурс их работы. Сравнительно малое распространение ПРГМ обусловлено тем, что ранее отсутствовали экономически оправданные технологии изготовления некруглых зубчатых колес. В настоящее время производство ПРГМ сдерживается слабой изученностью теоретических вопросов, в частности геометрического синтеза некруглых зубчатых звеньев. В России по данной теме была опубликована серия работ, получивших обобщение в докторской диссертации Ан И-Кана [1].

Геометрический синтез механизмов с некруглыми зубчатыми звеньями включает два этапа: 1) синтез центроид; 2) синтез профилей зубьев (озубрение [2]).

Синтез центроид ПРГМ по Ан И-Кану [1] происходит по следующему алгоритму:

задают центроиду одного из центральных колес *1* и *2* и две центроиды сателлита *3*;

задают зависимости, обеспечивающие выполнение необходимых кинематических соотношений и условий замкнутости центроид;

получают центроиду второго центрального колеса как огибающую второй центроиды сателлита при качении первой центроиды сателлита по центроиде первого центрального колеса.

Для упрощения расчетов и процессов зубообработки центроиды некруглых колес составляют из отрезков прямых и окружностей. Расчеты сводятся к решению системы дифференциальных уравнений с граничными условиями.

Профили зубьев некруглых центральных колес рассчитывают [1] с использованием методов теории зацеплений.

Недостатком метода геометрического синтеза ПРГМ, разработанного Ан И-Каном [1], является сложность его осуществления в реальных условиях производственных предприятий.

Авторы данной статьи предлагают другой подход к геометрическому синтезу планетарных механизмов ПРГМ с некруглыми звеньями.

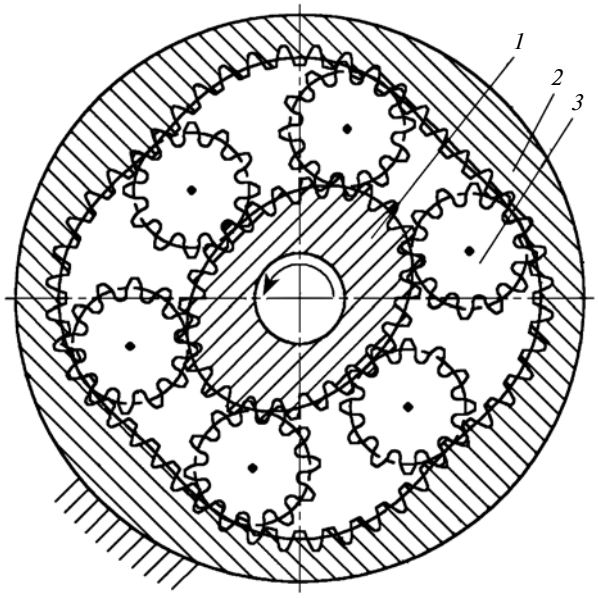


Рис. 1. Планетарный механизм ПРГМ 2×4:
1 — солнечное зубчатое колесо; *2* — эпициклическое зубчатое колесо; *3* — сателлиты

Траектории центра сателлита в системах координат, связанных с центральными колесами

На первом этапе синтеза зададим определенные траектории *1* и *2* (рис. 2) центра сателлита в системах координат, связанных с каждым из центральных зубчатых колес *1* и *2* (см. рис. 1).

Уравнения этих траекторий в полярных координатах имеют вид:

$$r_1 = r_0[1 + kF(M\varphi_1)]; \quad (1)$$

$$r_2 = r_0[1 + kF(N\varphi_2)], \quad (2)$$

где r_1 и r_2 — радиус-векторы траекторий; φ_1 и φ_2 — текущие углы в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями; k — коэффициент некруглости траекторий; r_0 — радиус расчетной окружности, в которую вырождаются обе траектории при $k = 0$.

Обе траектории описываются некоторой однотипной циклической функцией F. Различия состоят лишь в определяющих период функции целочисленных коэффициентах M и N, которые равны числам волн солнечного и эпициклического колес. В ПРГМ упомянутые коэффициенты связаны соотношением $N \geq M$. Примеры реализации соотношения $N = M$ приведены в работах [3, 4].

В качестве циклической функции F, лежащей в основе центровых траекторий, может быть выбрана косинусоида:

$$r_1 = r_0[1 + k\cos(M\varphi_1)]; \quad (3)$$

$$r_2 = r_0[1 + k\cos(N\varphi_2)]. \quad (4)$$

Отметим, что, используя уравнения центровых траекторий, легко выразить связь между числами волн M, N и числом сателлитов ПРГМ. На рис. 2 в точках пересечения кривых *1* и *2* (являющихся местами расположения центров сателлитов) их радиус-векторы r_1 и r_2 одинаковы ($r_1 = r_2$), а углы φ_1 и φ_2 связаны соотношением

$$\varphi_1 = \psi - \varphi_2, \quad (5)$$

где ψ — текущий угол поворота звена *1* относительно неподвижного звена *2*.

Для произвольно выбранной циклической функции F при составлении уравнения (5), т. е. при "сборке" механизма ПРГМ, следует следить за тем, чтобы направление отсчета углов φ_1 и φ_2 было противоположным. В случае симметричной косинусоиды это замечание неактуально.

Исключая из системы уравнений (1), (2) параметр r, с учетом формулы (5) получаем:

$$r_0(1 + kF(M(\psi - \varphi_2))) = r_0(1 + kF(N\varphi_2)),$$

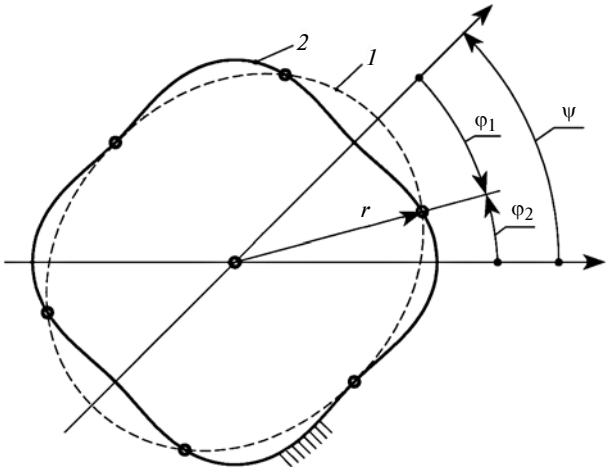


Рис. 2. Траектории центра сателлита

т. е.:

$$F(M(\psi - \varphi_2)) = F(N\varphi_2). \quad (6)$$

В частном случае

$$\cos(M(\psi - \varphi_1)) = \cos(N\varphi_2). \quad (7)$$

Во внимание следует принимать только те корни уравнения (6), существование которых не зависит от вида циклической функции F. Впрочем, для функций, подобных косинусоиде, имеющих практическое значение применительно к ПРГМ, при характерном соотношении параметров "лишних" корней уравнений (6) и (7) не возникает. Остаются только корни, обусловленные периодом функции. Поэтому от равенства функций переходим к равенству аргументов:

$$M(\psi - \varphi_2) = N\varphi_2 \pm 2\pi j, \quad (8)$$

где j принимает целочисленные значения: 0, 1, 2, 3, ...

Из уравнения (8) выразим угол φ_2 для $j + 1$ и j:

$$\varphi_2^{(j+1)} = \frac{M\psi + 2\pi(j+1)}{(M+N)};$$

$$\varphi_2^{(j)} = \frac{M\psi + 2\pi j}{(M+N)}.$$

Разность между этими углами, т. е. угловой шаг между сателлитами,

$$\varphi_2^{(j+1)} - \varphi_2^{(j)} = \tau = \frac{2\pi}{(M+N)}. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что общие точки траекторий, т. е. центры сателлитов, расположены на равном угловом удалении τ друг от друга, а число таких точек на полном круге, т. е. число сателлитов ПРГМ, равно $N + M$.

Заметим, что к подобным выводам, используя несколько иную логику рассуждений, пришли и другие исследователи [1, 5].

Эквидистанты центровых траекторий и расчетные центроиды звеньев

Практический интерес представляют в первую очередь механизмы ПРГМ с круглыми сателлитами. В таком случае центроиды солнечного и эпициклического колес будут эквидистантами к соответствующим центровым траекториям. Для получения требуемых эквидистант нужно знать диаметры d_{wc1} и d_{wc2} начальных окружностей сателлита, взаимодействующих с центроидами зубчатых колес *1* и *2* (см. рис. 1). Приближенные значения диаметров d_{wc1} и d_{wc2} механизма ПРГМ предлагается определить, используя вспомогательный расчетный круглозвенный планетарный механизм, сателлиты которого движутся по окружности радиусом r_0, т. е. механизм, имеющий постоянное межосевое расстояние $a_w = r_0$.

Расчетный круглозвенный механизм можно характеризовать числами зубьев z_1 — солнечного колеса, z_2 — эпициклического колеса, z_c — сателлита, основным модулем m_b, а также углами зацепления α_{w1} и α_{w2} сателлита с солнечным *1* и эпициклическим *2* колесами.

Диаметры начальных окружностей зубчатых колес *1* и *2*:

$$d_{w1} = \frac{z_1 m_b}{\cos\alpha_{w1}}; \quad d_{w2} = \frac{z_2 m_b}{\cos\alpha_{w2}}. \qquad (10)$$

Диаметры начальных окружностей сателлита расчетного механизма:

$$d^{\text{р}}_{wc1} = \frac{z_c m_b}{\cos\alpha_{w1}}; \quad d^{\text{р}}_{wc2} = \frac{z_c m_b}{\cos\alpha_{w2}}. \qquad (11)$$

Замечаем, что отношение λ углов зацепления обратно пропорционально отношению начальных диаметров сателлита во внешнем и внутреннем зацеплениях:

$$\lambda = \frac{\cos\alpha_{w2}}{\cos\alpha_{w1}} = \frac{d^{\text{р}}_{wc1}}{d^{\text{р}}_{wc2}}, \qquad (12)$$

т. е.

$$d^{\text{р}}_{wc2} = d^{\text{р}}_{wc1}/\lambda.$$

Межосевые расстояния a_w внешнего и внутреннего зацеплений равны друг другу:

$$r_0 = a_w = \frac{d_{w1} + d^{\text{р}}_{wc1}}{2} = \frac{d_{w2} - d^{\text{р}}_{wc2}}{2}. \qquad (13)$$

Преобразуя равенство (13) с учетом выражений (10)—(12), получаем:

$$\lambda = \frac{z_2 - z_c}{z_1 + z_c}. \qquad (14)$$

Справедливы также выражения:

$$r_0 = \left(\frac{z_2}{z_c} - 1\right)\frac{d^{\text{р}}_{wc2}}{2}; \qquad (15)$$

$$r_0 = \left(\frac{z_1}{z_c} + 1\right)\frac{d^{\text{р}}_{wc1}}{2}.$$

Для расчетного круглозвенного механизма передаточное отношение $i_{12\text{р}}$ от солнечного колеса *1* к эпициклическому *2* при остановленном мнимом водиле *h*, выраженное через начальные диаметры, составляет:

$$i_{12\text{р}} = \frac{N}{M} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2} d^{\text{р}}_{wc1}}{d_{w1} d^{\text{р}}_{wc2}}. \qquad (16)$$

С учетом того, что $d_{w1} = 2r_0 - d^{\text{р}}_{wc1}$; $d_{w2} = 2r_0 + d^{\text{р}}_{wc2}$, получаем:

$$i_{12\text{р}} = \frac{2r_0\lambda + d^{\text{р}}_{wc1}}{2r_0 - d^{\text{р}}_{wc1}},$$

откуда:

$$d^{\text{р}}_{wc1} = \frac{2r_0(i_{12\text{р}} - \lambda)}{i_{12\text{р}} + 1}.$$

Рассчитав приближенные значения начальных диаметров $d^{\text{р}}_{wc1}$ и $d^{\text{р}}_{wc2}$ сателлита, переходим к нахождению соответствующих им центроид некруглых зубчатых колес. Эта задача имеет и аналитическое решение, однако ниже рассмотрим простейший, графический метод ее решения. Используя возможности существующих графических программ, в частности пакета трехмерного графического моделирования КОМПАС, по формулам (3) и (4) рассчитываем и строим центровые траектории ПРГМ, отвечающие выбранной циклической функции. Далее строим центроиды солнечного и эпициклического колес как эквидистанты к соответствующим центровым траекториям проектируемого механизма при начальных диаметрах сателлита $d^{\text{р}}_{wc1}$ и $d^{\text{р}}_{wc2} = d^{\text{р}}_{wc1}/\lambda$. Используя возможности графической программы, измеряем длины L_{w2} и L_{w1} эквидистант эпициклического *2* и солнечного *1* колес. Рассчитываем получающееся пробное передаточное отношение (среднее за цикл):

$$i_{12\text{п}} = \frac{L_{w2} d_{wc1}}{L_{w1} d_{wc2}} = \frac{L_{w2}\lambda}{L_{w1}}. \qquad (17)$$

Длины L_{w2} и L_{w1} полученных эквидистант не равны длинам соответствующих окружностей расчетного круглозвенного механизма, а их отноше-

ние $i_{12п}$ несколько отличается от $i_{12р}$. Нужно скорректировать начальные диаметры сателлита так, чтобы уменьшить (а в пределе исключить) разницу между $i_{12п}$ и $i_{12р}$. Если новое пробное передаточное отношение $i_{12п}$ больше расчетного $i_{12р}$, то оба начальных диаметра нужно уменьшить. Находим поправочный коэффициент $\delta_1 = i_{12р}/i_{12п}$.

Вычисляем новые значения начальных диаметров сателлита по формулам:

$$d_{wc1} = \frac{2r_0(\delta i_{12р} - \lambda)}{\delta i_{12р} + 1}; \quad (18)$$

$$d_{wc2} = d_{wc1}/\lambda, \quad (19)$$

или через коэффициент

$$\xi = \frac{d^{р}_{wc1}}{d_{wc1}} = \frac{d^{р}_{wc2}}{d_{wc2}} = \frac{(i_{12р} - \lambda)(\delta i_{12р} + 1)}{(i_{12р} + 1)(\delta i_{12р} - \lambda)}. \quad (20)$$

Снова строим эквидистанты, измеряем их длины, по формуле (17) находим новое значение $i_{12п}$, определяем новое значение поправочного коэффициента δ_2. Подставляем $\delta = \delta_1\delta_2$ в формулу (18). По полученным значениям d_{wc2}, d_{wc1} строим новые эквидистанты. При удовлетворительном совпадении значений передаточных отношений $i_{12р}$ и $i_{12п}$ прекращаем итерационный процесс.

Рассмотрим примеры выполнения синтеза центроид ПРГМ предлагаемым методом.

Пример 1: ПРГМ 2×4.

Исходные данные для расчетного круглозвенного механизма: $M = 2$; $N = 4$; $z_1 = 24$; $z_2 = 48$; $z_c = 12$; $m_b = 1 \cdot \cos 20°$.

По формуле (14) получаем $\lambda = 1$, значит, $\alpha_{w2} = \alpha_{w1}$. Примем $\alpha_{w1} = 20°$, тогда по формулам (11) и (13) получаем: $d^{р}_{wc2} = d^{р}_{wc1} = 12$ мм; $a_w = r_0 = 18$ мм. Передаточное отношение расчетного круглозвенного механизма по формуле (15) составит $i_{12р} = 2$.

Переходя к механизму с некруглыми звеньями, вначале выбираем значение коэффициента k, которое обеспечивает отсутствие касания вершин зубьев колес *1* и *2*. В конкретном случае примем $k = 0{,}09$. Рассчитываем по формулам (3) и (4) и строим в программе КОМПАС траектории центра сателлита. Строим центроиды солнечного и эпициклического колес как эквидистанты к соответствующим центровым траекториям проектируемого механизма при начальных диаметрах сателлита $d^{р}_{wc2} = d^{р}_{wc1} = 12$ мм. Измеряем длины эквидистант эпициклического *2* и солнечного *1* колес: $L_{w2} = 154{,}3745155$ мм; $L_{w1} = 76{,}3101165$ мм. Пробное передаточное отношение находим по формуле (17): $i_{12п} = 2{,}0229888$. Поправочный коэффициент составляет $\delta_1 = i_{12р}/i_{12п} = 0{,}9886361$.

Вычисляем новые значения начальных диаметров сателлита по формулам (18) и (19): $d_{wc1} = d_{wc2} = 11{,}81679109$ мм. Снова строим и измеряем длины эквидистант центровых траекторий эпициклического и солнечного колес: $L_{w2} = 153{,}7989755$ мм; $L_{w1} = 76{,}8856565$ мм. Пробное передаточное отношение $i_{12п} = 2{,}000359788$, поправочный коэффициент $\delta_2 = 0{,}9998201$.

Вычисляем новые значения начальных диаметров сателлита по формулам (18) и (19), приняв $\delta = \delta_1\delta_2$: $d_{wc1} = d_{wc2} = 11{,}813899962$ мм. Заметим, что при этом поправочный коэффициент на диаметры сателлита составит $\xi = 1{,}01575263$. Снова строим и измеряем длины эквидистант центровых траекторий эпициклического и солнечного колес: $L_{w2} = 153{,}789865$ мм; $L_{w1} = 76{,}894767$ мм. Новое пробное передаточное отношение $i_{12п} = 2{,}0000043046$. Полученные центроиды механизма ПРГМ 2×4 показаны на рис. 2.

Пример 2: ПРГМ 2×2.

Исходные данные для расчетного круглозвенного механизма: $M = 2$; $N = 2$; $z_1 = 60$; $z_2 = 60$; $z_c = 8$; $m_b = 10 \cdot \cos 20°$.

Находим: $\lambda = 0{,}764705882$; $d^{р}_{wc2} = 98{,}69999$ мм; $d^{р}_{wc1} = 75{,}47647$ мм; $a_w = r_0 = 320{,}775$ мм. Передаточное отношение расчетного круглозвенного механизма согласно формуле (16) составляет $i_{12р} = 1$.

Переходим к механизму с некруглыми звеньями. Примем $k = 0{,}09$. Рассчитываем и строим траектории центра сателлита. Строим эквидистанты к центровым траекториям при начальных диаметрах сателлита $d^{р}_{wc2}$ и $d^{р}_{wc1}$. Измеряем длины эквидистант эпициклического *2* и солнечного *1* колес: $L_{w2} = 2341{,}809286$ мм; $L_{w1} = 1794{,}618613$ мм. Согласно формуле (17) пробное передаточное отношение $i_{12п} = 0{,}9978695$, поправочный коэффициент $\delta_1 = i_{12р}/i_{12п} = 1{,}00213496$.

Вычисляем новые значения начальных диаметров сателлита по формулам (18) и (19): $d_{wc1} = 76{,}08009851$ мм; $d_{wc2} = 99{,}48935963$ мм. Поправочный коэффициент на диаметры сателлита $\xi = 0{,}99206589$. Снова строим и измеряем длины эквидистант центровых траекторий эпициклического и солнечного колес: $L_{w2} = 2344{,}2899$ мм; $L_{w1} = 1792{,}722349$ мм. Новое пробное передаточное отношение: $i_{12п} = 0{,}99998322$. Таким образом, приемлемая точность расчетов получена за один итерационный цикл. Рассчитанные выше центроиды заложены в механизме ПРГМ 2×2, показанном на рис. 3.

Выбор параметров расчетного вспомогательного круглозвенного механизма является важной самостоятельной задачей, решая которую, необходимо принимать во внимание многие требования и по-

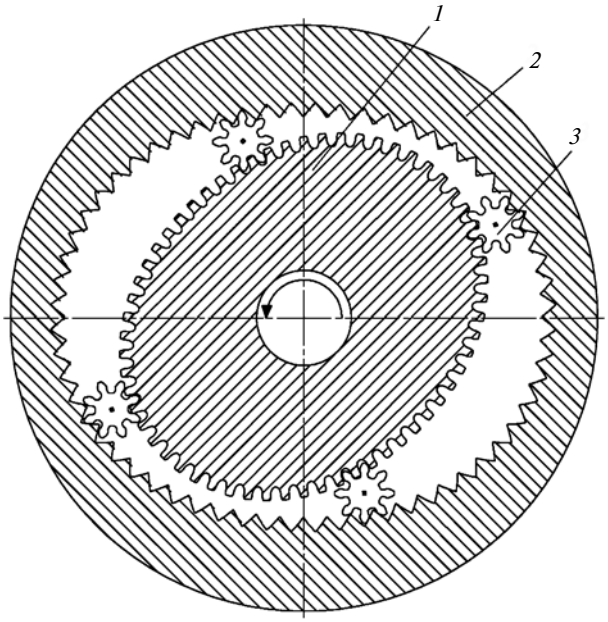


Рис. 3. Планетарный механизм ПРГМ 2×2 (поз. *1—3* см. рис. 1)

желания, касающиеся геометрии зацеплений проектируемого механизма ПРГМ. В данной статье эта задача не рассматривается.

Получение профилей венцов центральных колес огибанием зубьев сателлита, движущегося по траектории

Следующий этап геометрического синтеза планетарного механизма состоит в нахождении профилей зубьев центральных колес. Это можно сделать несколькими способами, в том числе теоретически точно (строго), не используя ни уравнения, ни графические изображения центроид некруглых зубчатых колес.

Профили зубчатых венцов центральных колес получим как огибающие к сателлиту в его движении относительно соответствующего центрального колеса. Траектории движения центра сателлита относительно этих колес заданы уравнениями (3) и (4). Скорость движения центра сателлита по траектории найдем для случая круглого сателлита (рис. 4).

Скорость v_C точки C (центра сателлита) при ее движении вдоль траектории относительно неподвижного эпициклического колеса *2* складывается из нормальной v_C^n (радиальной) и тангенциальной v_C^τ составляющих:

$$|v_C| = \sqrt{v_C^{\tau 2} + v_C^{n 2}}. \qquad (21)$$

С учетом того, что положение точки C определяется длиной вектора r и углом φ, связанными уравнением (4), получаем:

$$v_C^\tau = r\omega_h = \omega_h r_0(1 + k\cos(N\varphi)); \qquad (22)$$

$$v_C^n = \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega_h\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\varphi}, \qquad (23)$$

где ω_h — угловая скорость мнимого водила;

$$\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\varphi} = -Nkr_0\sin(N\varphi). \qquad (24)$$

Подставляя формулы (22)—(24) в выражение (21), получаем абсолютную величину полной скорости движения точки C центра сателлита:

$$|v_C| = \omega_h r_0\sqrt{(1 + k\cos(N\varphi))^2 + (Nk\sin(N\varphi))^2}. \qquad (25)$$

Другая точка сателлита лежит на центроиде колеса *2* (см. рис. 3), она неподвижна. Угловая скорость сателлита — это отношение относительной скорости двух его точек (т. е. v_C) к расстоянию между ними (т. е. к радиусу $r_{wc2} = d_{wc2}/2$):

$$\omega_C = \frac{v_C}{r_{wc2}}. \qquad (26)$$

Подставляя формулу (25) в формулу (26), с учетом выражений (15) и (20), а также различного направления вращения мнимого водила и сателлита, получаем конечную формулу для расчета мгновенной угловой скорости сателлита в системе координат, связанной с неподвижным эпициклическим колесом *2*:

$$\omega_C = \omega_h\left(1 - \frac{z_2}{z_c}\right)\xi\sqrt{(1 + k\cos(N\varphi))^2 + (Nk\sin(N\varphi))^2}.$$

Аналогичные преобразования дают расчетную формулу для определения мгновенной угловой скорости сателлита в системе координат, связанной с неподвижным солнечным колесом *1*:

$$\omega_C = \omega_h\left(1 + \frac{z_1}{z_c}\right)\xi\sqrt{(1 + k\cos(M\varphi))^2 + (Mk\sin(M\varphi))^2}.$$

Далее нужно найти угловые положения сателлита, соответствующие положениям его центра на

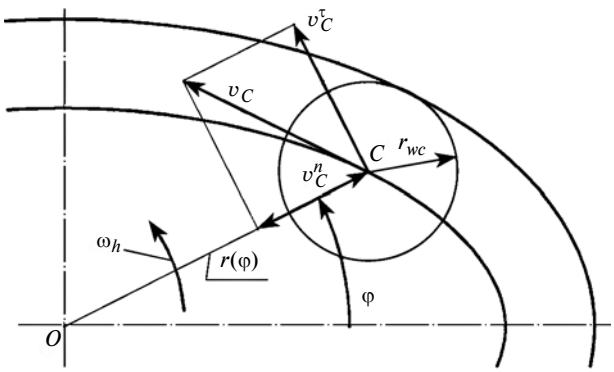


Рис. 4. Схема для расчета скорости вращения сателлита

центровых траекториях в системах координат, связанных с неподвижным колесом *2* и с неподвижным колесом *1*. Для этого берем определенные интегралы от угловой скорости ω_C сателлита по углу φ поворота мнимого водила для каждого из центральных колес:

$$\varphi_C = \left(1 - \frac{z_2}{z_c}\right)\xi\int_0^{\varphi}\sqrt{(1 + k\cos(N\varphi))^2 + (Nk\sin(N\varphi))^2}\,d\varphi;$$

$$\varphi_C = \left(1 + \frac{z_1}{z_c}\right)\xi\int_0^{\varphi}\sqrt{(1 + k\cos(M\varphi))^2 + (Mk\sin(M\varphi))^2}\,d\varphi,$$

где φ_C — угол поворота сателлита относительно данного некруглого центрального колеса.

Массивы параметров φ, r, φ_C для каждого из некруглых центральных колес получаем, используя математическое программное обеспечение, например программу для инженерных вычислений Mathcad. Далее, используя графическую программу КОМПАС, строим сателлит во всех положениях. Профиль зубчатого венца соответствующего некруглого колеса — это огибающая к полученному семейству кривых. Задача представления искомого профиля в виде единой кривой также решается средствами программы КОМПАС. Синтезированные зубчатые венцы ПРГМ 2×2, рассмотренной в примере 2, показаны на рис. 3.

Приближенный метод получения профилей зубчатых венцов центральных колес

В ряде практических случаев, в частности при синтезе ПРГМ 2×2, возможно использование приближенного метода получения профилей зубчатых венцов, заключающегося в так называемом озубрении соответствующих эквидистант.

Вначале профилируем зубья круглых центральных колес вспомогательного расчетного круглозвенного механизма. В случае применения эвольвентных зацеплений это можно сделать непосредственно в графическом пакете КОМПАС. Строим эквидистанты к некруглой траектории центров сателлитов при исходных значениях начальных диаметров $d^{\text{р}}_{wc1}$, $d^{\text{р}}_{wc2}$ сателлита (т. е. без их уточнения). Переносим зубья расчетного круглозвенного механизма на полученные некруглые эквидистанты, располагая точки пересечения начальной окружности круглозвенного механизма с профилем его зуба на эквидистанте синтезируемого некруглого колеса. Используем при этом команду "Массив по траектории".

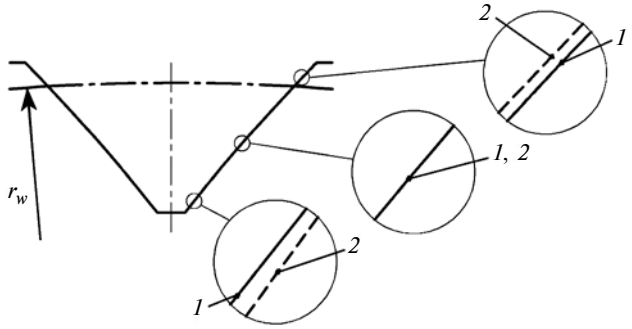


Рис. 5. Совмещение профилей зуба эпициклического колеса ПРГМ 2×2 (по примеру 2) на участке с максимальной кривизной центроиды:
1 — точный профиль; *2* — приближенный профиль

В результате сравнения профилей установлено, что в средней части некруглого колеса точный и приближенный профили зубьев практически совпадают. На участках венца, соответствующих максимальной и минимальной кривизнам центроид, отклонения профилей достигают 0,02 от модуля зуба. При этом наибольшие погрешности профиля возникают по вершинам и у оснований зубьев (рис. 5).

Отметим, что при небольших модулях указанная величина погрешности профиля существенно ниже погрешности позиционирования для распространенного в настоящее время оборудования, работающего по 2D-технологиям.

Таким образом, предложенный метод геометрического синтеза позволяет, не выполняя аналитических преобразований, с помощью стандартных пакетов компьютерных программ получить профили некруглых зубчатых звеньев ПРГМ в форме, необходимой для их изготовления с применением 2D-технологий (электроэрозионной обработки, лазерной и гидроабразивной резки). Пользуясь этим методом, проектировать планетарные роторные гидромашины (насосы и гидродвигатели) смогут конструкторы самых разных машиностроительных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ан И-Кан.** Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: Дис. ... д-ра техн. наук. Томск. 2001. 236 с.
2. **Падалко А. П., Падалко Н. А.** Зубчатая передача с некруглым колесом // Теория механизмов и машин. 2013. № 2. Т. 11. С. 89—96.
3. **Пат. 2513057 Рос. Федерации:** МПК F04 C2/08, F 04 C 2/14. Роторная гидромашина.
4. **Пат. 144306 Рос. Федерации:** МПК F04C2/14, МПК F 04 C 2/00, F 04 C 18/00. Роторная гидромашина.
5. **А. с. 484710 СССР:** МПК F 04 C 1/08. Объемный роторный двигатель.

УДК 621.51-192

А. И. САФОНОВ, канд. техн. наук (Белорусский национальный технический университет, г. Минск),
А. С. ГАЛЮЖИН, канд. техн. наук (Белорусско-Российский университет, г. Могилев),
e-mail: deanmef@bntu.by

Повышение надежности пневмоприводов применением центробежно-магнитной осушки сжатого воздуха

Приведены схема и принцип действия центробежно-магнитного влагоотделителя, применяемого в системах кондиционирования сжатого воздуха пневмоприводов. Проанализированы причины низкой эффективности влагоотделителей центробежно-адсорбционного типа. Приведены результаты сравнительных стендовых и эксплутационных испытаний штатного и центробежно-магнитного влагоотделителей.

Ключевые слова: пневмопривод, сжатый воздух, система кондиционирования, удаление конденсата, центробежно-магнитный влагоотделитель.

The scheme and the operating principle of a centrifugal-magnetic moisture separator, utilized in pressurized air conditioning systems of pneumatic drives, are presented. The reasons of low effectiveness of moisture separators of centrifugal-adsorption type are analyzed. The results of comparative bench and operational tests of typical and centrifugal-magnetic moisture separators are presented.

Keywords: pneumatic drive, pressurized air, conditioning system, condensate removal, centrifugal-magnetic moisture separator.

В конструкции современных мобильных машин широкое распространение получил пневматический привод, в котором рабочим телом является сжатый воздух. От качества сжатого воздуха во многом зависит надежность элементов пневмопривода. Существенное значение имеет осушка, т. е. удаление из сжатого воздуха воды как в жидком, так и парообразном состоянии, поскольку в наиболее удаленных от компрессора элементах пневмопривода из-за охлаждения возможна конденсация парообразной воды. При эксплуатации мобильной машины в условиях отрицательных температур сконденсированная влага замерзнет, что может вызвать отказ пневмопривода. Это наиболее опасно при движении мобильной машины с пневматической тормозной системой, так как может привести к дорожно-транспортному происшествию.

Следует отметить, что вода является хорошим растворителем и в ней растворяются почти все газообразные примеси, содержащиеся в воздухе. Образовавшаяся агрессивная смесь вызывает ускоренную коррозию всех элементов, соприкасающихся со сжатым воздухом. Кроме того, водой смывается смазка с трущихся поверхностей элементов пневмопривода и увеличивается их износ.

Объекты исследований. На троллейбусах производства холдинга "Белкоммунмаш" в системе кондиционирования сжатого воздуха пневмопривода используется центробежно-адсорбционный влагоотделитель собственного производства [1], схема которого приведена на рис. 1. Данный влагоотделитель работает следующим образом. Сжатый воздух по трубке *5*, установленной по касательной снаружи на корпусе *1*, поступает в пространство между корпусом *1* и стаканом *2* и далее движется по винтовой траектории вниз благодаря винтовой поверхности *11*. Под действием центробежных сил инерции капли воды, масла и твердые частицы оседают на стенках корпуса *1* и стекают вниз. Затем воздух проходит через латунную загрузку *10*, где также задерживаются твердые частицы и мелкие капли воды и масла, далее — через слой адсорбента *9*, который поглощает несконденсированную влагу. После очистки и осушки сжатый воздух через обратный клапан *6* поступает в рабочие ресиверы

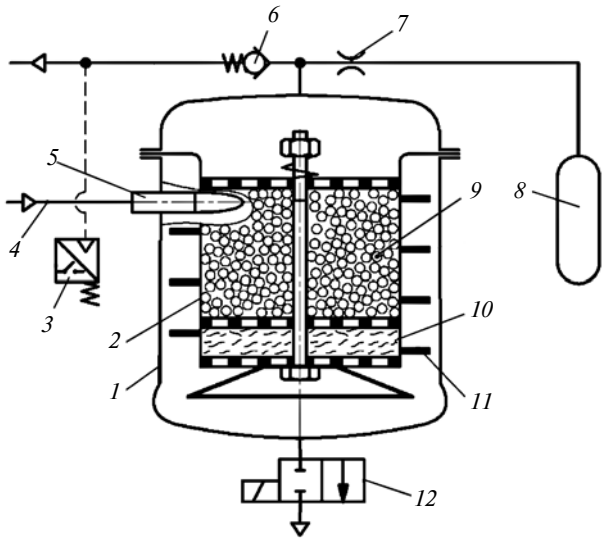


Рис. 1. Схема влагоотделителя АКСМ 201-2302 холдинга "Белкоммунмаш"

пневмопривода, а через дроссель *7* — в ресивер *8* регенерации.

При достижении в рабочих ресиверах верхнего предела регулирования давления срабатывает реле *3* давления и отключает электродвигатель компрессора и обмотку электромагнитного клапана *12*. В результате нижняя полость корпуса *1* соединяется с атмосферой и, соответственно, давление в магистрали *4* и внутри корпуса *1* осушителя падает практически до атмосферного. Сжатый очищенный и осушенный воздух из ресивера *8* через дроссель *7* поступает в верхнюю часть корпуса *1*, проходит через адсорбент *9* и латунную загрузку *10*, где отбирает ранее накопленную влагу и через клапан *12* выходит в атмосферу.

Когда давление в ресиверах пневмопривода из-за расхода сжатого воздуха потребителями падает до нижнего предела, реле *3* давления включает электродвигатель компрессора. В результате подается напряжение на обмотку электромагнитного клапана *12*, который перекрывает сообщение внутренней полости корпуса *1* влагоотделителя с атмосферой, и цикл осушки и очистки повторяется.

Данная система регенерации адсорбента, включающая ресивер *8* и дроссель *7*, обладает сравнительно низкой эффективностью, что объясняется следующим. Из-за теплообмена с окружающей средой температура сжатого воздуха в ресивере *8* всегда ниже температуры осушаемого сжатого воздуха во влагоотделителе. После прохождения дросселя из-за наличия эффекта Джоуля—Томсона сжатый воздух опять охлаждается [2, с. 199—201], в результате чего способность воздуха к поглощению влаги из адсорбента снижается. Кроме того, из-за имеющегося в конструкции осушителя зазора в несколько миллиметров между винтовой поверхностью *11* и корпусом *1* движение сжатого воздуха по спирали происходит только в начальный период при его поступлении в пространство между корпусом *1* и стаканом *2* из трубки *5*. Затем основная часть воздуха проходит через кольцевой зазор, а не движется по спирали, так как зазор обеспечивает меньшее аэродинамическое сопротивление, чем винтовой канал. Это снижает эффективность отделения конденсата в виде капель воды.

Разработанный в Белорусском национальном техническом университете центробежно-магнитный влагоотделитель (рис. 2) не имеет упомянутых недостатков. Центробежно-магнитный влагоотделитель состоит из корпуса *1*, в котором соосно установлен сердечник *10*. На внешней поверхности сердечника расположен направляющий аппарат *2*, обеспечивающий движение потока сжатого воздуха по винтовой траектории. В нижней части корпуса *1* размещена конусообразная заслонка *13*, под которой находится полость *16* для сбора конденсата и

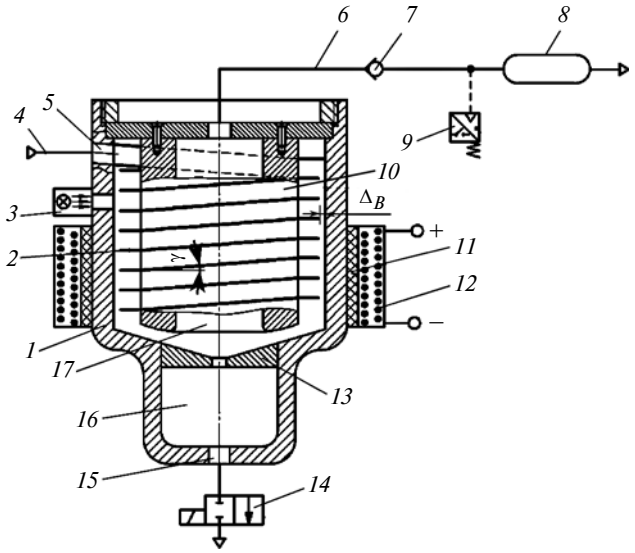


Рис. 2. Схема центробежно-магнитного влагоотделителя

пыли. Полость *16* через отверстие *15* соединена с электромагнитным клапаном *14*. Снаружи на корпусе *1*, выполненном из немагнитного материала (сплава алюминия), установлен соленоид (цилиндрическая катушка) *12*. Для предотвращения нагрева корпуса *1* соленоидом *12* имеется теплоизоляционная прокладка *11*. На корпусе *1* размещено устройство *3* для ионизации частиц воды в сжатом воздухе.

Влагоотделитель работает следующим образом. От компрессора сжатый воздух по трубопроводу *4* через отверстие *5* в корпусе *1* поступает в канал, образованный направляющим аппаратом *2*. Для исключения возникновения местных вихрей, в которых частицы воды движутся хаотично, отверстие *5* выполнено под наклоном, равным углу γ подъема винтовой линии направляющего аппарата *2*. Кроме того, вход потока сжатого воздуха в направляющий аппарат происходит по касательной к винтовой линии, чем также исключается появление местных вихрей.

Как правило, в потоке сжатого воздуха находятся капли воды (конденсат), образовавшиеся в результате сжатия влажного воздуха. Поэтому первоочередной задачей является удаление этих капель из потока сжатого воздуха, что реализуется путем использования центробежной силы инерции. При этом капли воды достигают внутренней вертикальной стенки корпуса *1* и стекают вниз в полость *16*.

При дальнейшем движении потока сжатого воздуха по винтовой линии частицы воды, имеющие бóльшую массу, чем молекулы азота и кислорода, располагаются ближе к вертикальным внутренним стенкам корпуса *1*. Через несколько оборотов поток сжатого воздуха подвергается ультрафиолетовому облучению с помощью ионизатора *3*. Части-

цы воды, находящиеся ближе молекул кислорода и азота к источнику ионизации, первыми приобретают положительный заряд. При этом поток воздуха входит в магнитное поле, образованное соленоидом *12*, и электроны, выбитые из частиц воды, под воздействием силы Лоренца устремляются к оси сердечника *10*, а положительно заряженные частицы воды — к вертикальным стенкам корпуса *1*. Вертикальные стенки к этому моменту уже покрыты тонким слоем воды, так как ее капли, образующиеся при сжатии воздуха, первыми достигают стенок корпуса еще до облучения потока сжатого воздуха. Положительно заряженные частицы воды, достигшие ее слоя на стенках корпуса, соединяются с имеющимися там молекулами воды и удерживаются за счет наличия водородной связи. Выбитые из частиц воды электроны преимущественно захватываются электрически нейтральными молекулами кислорода и азота, внешние электронные оболочки которых не заполнены, а также положительными молекулярными ионами кислорода и азота, из которых электроны будут выбиты при ультрафиолетовом облучении потока сжатого воздуха. Капли масла и твердые частицы пыли, находящиеся в сжатом воздухе, под воздействием центробежных сил инерции также отбрасываются к внутренней стенке корпуса *11*, и образовавшаяся смесь стекает вниз, в полость *16*.

Как уже отмечалось, магнитное поле внутри корпуса *1* создается с помощью соленоида *12*, вектор магнитной индукции которого направлен вниз параллельно оси влагоотделителя и под углом $\alpha = 90^\circ - \gamma$ к вектору окружной скорости движения ионизированной частицы воды. При этом на ионизированные частицы воды, кроме центробежной силы, воздействует сила Лоренца, которая совпадает по направлению с центробежной силой. Радиальная сила, действующая на частицу, в этом случае возрастает в десятки раз.

С помощью направляющего аппарата *2* поток сжатого воздуха также получает нисходящее движение. После прохождения по винтовой траектории он поворачивается на 180° и поступает во внутреннее отверстие *17* сердечника *10*. При этом возникает центробежная сила, действующая на оставшиеся твердые частицы, частицы воды и капли масла и направленная в сторону конусообразной заслонки *13*, куда стекает смесь воды, масла и твердых частиц со стенок корпуса *1*. Сила Лоренца в этом случае уменьшается до нуля, так как вектор скорости становится параллельным вектору магнитной индукции. Через отверстие в центре заслонки *13* упомянутая смесь стекает в полость *16*, где и собирается. Благодаря такой конструкции заслонки *13* собранная смесь твердых частиц, масла и воды не захватывается вновь потоком очищенного и осушенного воздуха и не увлекается в пневмопривод.

Осушенный и очищенный сжатый воздух проходит через отверстие *17*, трубопровод *6*, обратный клапан *7* и поступает в основной ресивер *8*. Когда давление в пневмоприводе достигает верхнего предела, срабатывает реле *9* давления и отключает электродвигатель компрессора, обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана *14*. В результате запорный элемент клапана *14* опускается вниз и полость *16* соединяется с атмосферой. Под действием давления воздуха, находящегося в корпусе *1*, смесь воды, масла и твердых частиц выбрасывается наружу.

При падении давления в ресивере пневмопривода до нижнего предела из-за расхода сжатого воздуха потребителями реле *9* давления включает электродвигатель компрессора и подает напряжение на обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана *14*, который перекрывает сообщение внутренней полости *16* с атмосферой, и цикл осушки и очистки сжатого воздуха повторяется.

Таким образом, разработанный центробежно-магнитный влагоотделитель по сравнению с известными адсорбирующими влагоотделителями обладает рядом преимуществ: не требуется постоянная регенерация или замена адсорбента; во влагоотделителе использован всего один подвижный элемент — запорный элемент электромагнитного клапана; снижены потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Сравнительные испытания устройств осушки сжатого воздуха и их результаты. Для сравнительной оценки эффективности разработанного влагоотделителя проведены стендовые и дорожные испытания следующих устройств осушки сжатого воздуха: "Сиккомат", АКСМ 201-2302, разработанный центробежно-магнитный влагоотделитель. Испытания проводили при различных значениях температуры и относительной влажности атмосферного воздуха. Результаты приведены в таблице.

Основные показатели сжатого воздуха (точка росы, степень осушки и класс чистоты) на выходе предложенного центробежно-магнитного влагоотделителя на 4,9÷7,6 % выше аналогичных показателей сжатого воздуха на выходе влагоотделителя АКСМ 201-2302 с новым адсорбентом и в 1,62—1,99 раза выше, чем у влагоотделителя АКСМ 201-2302 с адсорбентом после 10 тыс. км пробега троллейбуса. При экспериментальных исследованиях аналогичные показатели устройства "Сиккомат" оказались самыми низкими. Так, степень осушки сжатого воздуха с их помощью не превышала 27 %. При использовании таких устройств на троллейбусе в условиях отрицательных температур окружающей среды неизбежен отказ пневмопривода из-за

замерзания конденсата, что подтверждается опытом эксплуатации троллейбусов Могилевского предприятия "Горэлектротранспорт".

Испытания проводили следующим образом. Каждый из осушителей поочередно устанавливали на троллейбус модели АКСМ 201. Через каждые 10 тыс. км пробега воздухоосушитель снимали и на специализированном стенде определяли вышеупомянутые параметры. Результаты эксперимента приведены в таблице и на рис. 3. Анализ зависимостей показал, что уже через 10 тыс. км пробега степень осушки воздуха при использовании осушителя АКСМ 201-2302 существенно снижается (приблизительно в 2 раза) и становится примерно такой же, как и при использовании осушителя "Сиккомат" (см. таблицу). Кроме того, после 17,5 тыс. км пробега троллейбуса воздухоосушитель АКСМ 201-2302 вскрыли и провели визуальную оценку состояния адсорбента. Адсорбент был влажным, его наружная поверхность была покрыта масляной пленкой. Данные результаты в совокупности свидетельствуют о низкой эффективности системы регенерации адсорбента.

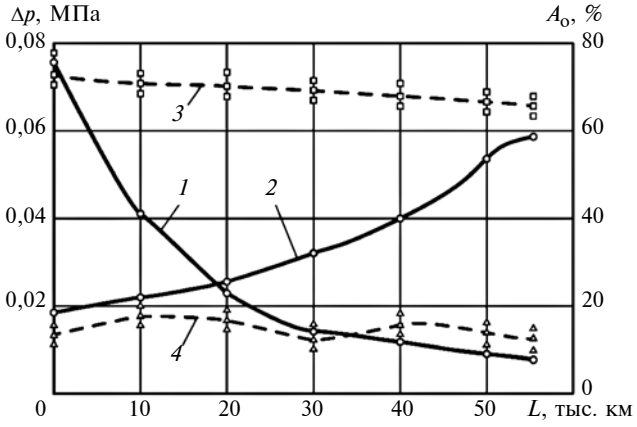


Рис. 3. Зависимости степени A_o осушки сжатого воздуха (кривые *1*, *3*) и потерь Δp давления (кривые *2*, *4*) от пробега *L* троллейбуса:

1, *2* — во влагоотделителе АКСМ 201-2302; *3*, *4* — в центробежно-магнитном влагоотделителе; ○, Δ, □ — данные работ [3—5] соответственно

Испытания разработанного центробежно-магнитного влагоотделителя на том же троллейбусе показали следующее. С увеличением пробега от 0 до 65 тыс. км степень осушки сжатого воздуха умень-

Результаты экспериментальных стендовых исследований различных устройств осушки сжатого воздуха

Тип устройства осушки сжатого воздуха	Показатели атмосферного воздуха		Показатели сжатого воздуха после осушки		Точка росы сжатого воздуха $T_{р.сж.вых}$, °С	Класс чистоты по ISO 8573-1:2001	Степень осушки воздуха A_o, %
	Температура $T_{атм}$, °С	Относительная влажность $\varphi_{атм}$, %	Температура $T_{сж.вых}$, °С	Относительная влажность $\varphi_{сж.вых}$, %			
"Сиккомат" (независимо от пробега)	−7,3	100	7,6	84	4,6	4; 5	36,6
	4,4	82	9,7	83	7,2	5; 6	33,3
	11,2	67	16,4	84	13,5	> 6	31,4
	17,6	56	21,7	85	21,7	> 6	28,6
	28,5	42	32,3	87	29,7	> 6	26,9
АКСМ 201-2302 с новым адсорбентом	−6,3	94	8,4	17	−14,4	3; 4	86,5
	4,4	87	10,1	26	−8,5	3; 4	80,7
	16,7	82	19,7	31	1,1	3; 4	75,7
	22,3	76	29,2	33	10,3	> 6	73,4
	27,8	66	34,9	36	16,6	> 6	70,6
АКСМ 201-2302 после пробега 10 тыс. км	−5,1	84	7,7	64	0,8	3; 4	54,3
	5,7	86	12,1	69	6,2	> 6	52,4
	12,6	78	17,3	77	12,9	> 6	47,5
	19,2	64	27,7	84	24,6	> 6	43,3
	26,1	62	34,3	88	31,9	> 6	37,2
Центробежно-магнитный (независимо от пробега)	−9,3	83	7,4	18	−14,6	3; 4	88,1
	6,4	84	12,8	24	−7,3	3; 4	83,4
	12,1	86	18,1	28	−1,6	3; 4	77,4
	18,7	92	26,8	30	7,9	4; 5	74,8
	29,6	52	36,5	31	15,8	> 6	74,2

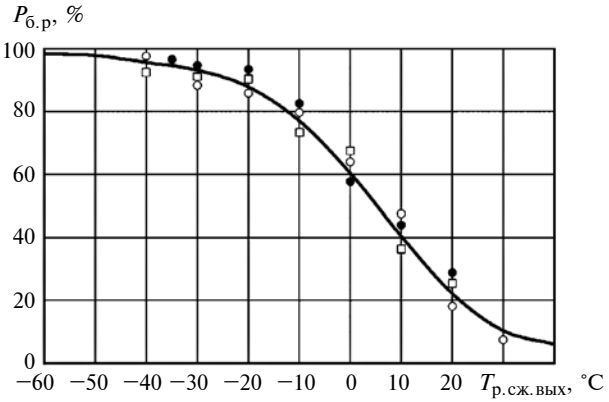


Рис. 4. Вероятность $P_{б.р}$ безотказной работы пневмопривода из-за отсутствия замерзания конденсата в зависимости от точки росы ($T_{р.сж.вых}$) сжатого воздуха на выходе влагоотделителя (○, ●, □ — данные работ [3, 4, 5] соответственно)

шилась незначительно (приблизительно на 6,4 %), что связано с появлением масляной пленки на вертикальной внутренней стенке корпуса влагоотделителя. Эта пленка ухудшает сцепление микрочастиц воды с молекулами тонкого слоя воды на упомянутой стенке. Поэтому через 20÷30 тыс. км пробега (приблизительно один раз в полгода) необходимо удалять масляную пленку с внутренней цилиндрической поверхности корпуса.

Постановку и обработку результатов экспериментальных исследований сравниваемых объектов проводили путем проверки принадлежности каждых двух серий результатов экспериментов (выборок) к одной генеральной совокупности. Задачу решали проверкой нулевой гипотезы H_0 с помощью критерия Вилкоксона для случая, когда объем обеих выборок не превышает 25. Выбраковку грубых ошибок измерений проводили с помощью правила "трех сигм" [6, с. 117—130; 7, с. 202—216; 8, с. 409—441; 9; 10].

Как известно, одним из важных свойств любого технического объекта, в том числе и пневмопривода, является надежность, которая определяется следующими качественными показателями: безотказность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость. При эксплуатации пневмопривода мобильной машины при отрицательных температурах окружающей среды из-за образования ледяных пробок и примерзания подвижных элементов пневмоаппаратов может наступить отказ пневмопривода, т. е. повышение степени осушки сжатого воздуха, несомненно, повышает безотказность, а следовательно, и надежность пневмопривода. Данная взаимосвязь исследовалась в работах [3—5]. В частности, в них оценивали вероятность отказов пневмоприводов по причине замерзания конденсата в зависимости от точки росы сжатого воздуха. При этом показано, что применительно к пневмоприводам мобильных машин для повышения вероятности их безотказной работы точка росы сжатого воздуха на выходе устройства осушки должна находиться в области отрицательных температур. Это означает, что согласно ISO 8573-1:2001 сжатый воздух должен соответствовать по точке росы классу чистоты не ниже 4-го. Для получения зависимости вероятности отказов пневмоприводов по причине замерзания конденсата в зависимости от точки росы сжатого воздуха (в соответствии с ISO 8573-1:2001) использованы данные, приведенные в работах [3—5]. При этом температуру $T_{сж.вых}$ сжатого воздуха на выходе влагоотделителя в соответствии с рекомендациями работы [3, с. 13] принимали выше температуры окружающей среды на 4 °C. Эти результаты обработаны с помощью программы Excel, и получено уравнение регрессии, позволяющее расчетным путем определять вероятность $P_{б.р}$ безотказной работы пневмопривода из-за отсутствия замерзания конденсата в зависимости от точки росы ($T_{р.сж.вых}$) сжатого воздуха на выходе влагоотделителя:

$$P_{б.р} = a_{в1}T^6_{р.сж.вых} + a_{в2}T^5_{р.сж.вых} + a_{в3}T^4_{р.сж.вых} + a_{в4}T^3_{р.сж.вых} + a_{в5}T^2_{р.сж.вых} + a_{в6}T_{р.сж.вых} + a_{в7}, \quad (1)$$

где $a_{в1}$, ..., $a_{в7}$ — коэффициенты регрессии: $a_{в1} = -0{,}21 \cdot 10^{-8}$, $a_{в2} = 0{,}1256 \cdot 10^{-6}$, $a_{в3} = 0{,}104 \cdot 10^{-4}$, $a_{в4} = 0{,}685 \cdot 10^{-3}$, $a_{в5} = -0{,}0172$, $a_{в6} = -1{,}8933$, $a_{в7} = 60{,}3$.

Зависимость (1) и данные работ [3—5] приведены на рис. 4.

Как было отмечено ранее, при наличии конденсата в пневмоприводе его отказ из-за образования ледяных пробок и примерзания подвижных элементов возможен при охлаждении элементов пневмопривода до отрицательных температур. Наиболее неблагоприятными при этом являются условия, при которых мобильная машина работает продолжительное время при невысокой положительной температуре атмосферного воздуха (3÷6 °C), а затем во время перерыва в работе, когда машина находится на открытой стоянке, температура окружающей среды снижается до отрицательной величины. Так, согласно статистическим данным эксплуатации троллейбусов при описанных условиях Могилевского предприятия "Горэлектротранспорт", около 60 % троллейбусов ЗИУ, АКСМ 101 и до 30 % троллейбусов АКСМ 201 с пробегом более 10 тыс. км после замены или восстановления адсорбента утром не могут выйти на линию из-за отказа пневмопривода. У троллейбусов АКСМ 201 с новым или вос-

становленным адсорбентом в осушителе таких проблем не наблюдалось.

С использованием полученного уравнения (1) и приведенных выше результатов исследований пневмоприводов с различными осушителями было установлено, что при применении влагоотделителя АКСМ 201-2302 с новым адсорбентом вероятность безотказной работы пневмопривода при отрицательной температуре атмосферного воздуха будет достигать 80,3 %. В случае небольших положительных температур атмосферного воздуха (до 10 °С) при последующем его охлаждении ниже 0 °С данная вероятность снижается до 62,1 %. После 10 тыс. км пробега упомянутая вероятность снижается соответственно до 58,2 и 49,4 %. Установка в пневмопривод центробежно-магнитного влагоотделителя позволяет достичь более высокой вероятности безотказной работы. Так, при отрицательных температурах атмосферного воздуха данная вероятность достигает 83,7 %. При небольших положительных температурах атмосферного воздуха и последующем его охлаждении ниже 0 °С эта вероятность составляет 77,2÷79,6 %.

Таким образом, вероятность безотказной работы пневмопривода с центробежно-магнитным влагоотделителем выше вероятности безотказной работы пневмопривода с влагоотделителем АКСМ 201-2302 с новым адсорбентом на 3,4÷15,1 %. С увеличением пробега троллейбуса степень осушки сжатого воздуха влагоотделителем АКСМ 201-2302 существенно уменьшается (см. таблицу и рис. 4) и, следовательно, снижается вероятность безотказной работы пневмопривода. Так, после пробега 10 тыс. км вероятность безотказной работы пневмопривода с влагоотделителем АКСМ 201-2302 ниже вероятности безотказной работы пневмопривода с центробежно-магнитным влагоотделителем на 25,5÷27,8 %.

При температуре атмосферного воздуха более 20 °С осушить сжатый воздух до достижения точки росы в области отрицательных температур достаточно сложно из-за большого содержания парообразной влаги в атмосфере. Так, при одинаковой относительной влажности содержание парообразной влаги при температуре атмосферного воздуха 20 °С в 2,52 раза больше, чем при температуре 5 °С. Вместе с тем при эксплуатации пневмопривода в климатических условиях со стабильно высокими температурами вероятность замерзания конденсата очень мала, так как, например, уменьшение температуры атмосферного воздуха с +20 до −2 °С за сутки маловероятно.

Для оценки на практике безотказности работы пневмопривода троллейбуса с центробежно-магнитным влагоотделителем в осенне-зимний период в течение четырех месяцев вели статистику отказов пяти троллейбусов АКСМ 201 со штатными устройствами осушки сжатого воздуха АКСМ 201-2302 и одного троллейбуса АКСМ 201 с центробежно-магнитным влагоотделителем. За период наблюдений было определено среднее число отказов пневмопривода перед выходом троллейбуса на маршрут (приходящееся на один троллейбус) из-за замерзания конденсата, которое для троллейбуса с влагоотделителем АКСМ 201-2302 составило 3,2 отказа, в то время как у троллейбуса с центробежно-магнитным влагоотделителем отказов пневмопривода не было. После каждого отказа пневмопривода штатное устройство осушки АКСМ 201-2302 разбирали и оценивали состояние адсорбента. Во всех случаях адсорбент был влажным, что подтверждает низкую эффективность системы его регенерации.

Таким образом, по результатам испытаний разработанный центробежно-магнитный влагоотделитель может быть рекомендован к промышленному применению в пневмоприводах транспортных и технологических машин с целью повышения их надежности и безопасности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **ТУ РБ 28619445—2000.** Блок подготовки воздуха. Минск: Белкоммунмаш, 2000. 19 с.
2. **Нащокин В. В.** Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособ. для вузов. 3-е изд., испр. и доп. М.: Высш. шк., 1980. 469 с.
3. **Гурьянов В. В.** Прогнозирование и пути предотвращения отказов автомобильной пневмосистемы из-за замерзания конденсированной влаги: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1986. 173 с.
4. **Гринюк А. С.** Экспериментальное исследование изменения параметров работоспособности и отказов аппаратов пневматических тормозных приводов автомобилей: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1980. 152 с.
5. **Исследование** работы пневматических тормозных аппаратов при отрицательной температуре и эффективности способов очистки сжатого воздуха от влаги: Отчет о НИР № ГР 71019174 / Полтавск. автоагр. з-д; рук. темы М. И. Дронин. Полтава, 1992. 142 с.
6. **Митков А. Л., Кардашевский С. В.** Статистические методы в сельхозмашиностроении. М.: Машиностроение, 1978. 360 с.
7. **Коробейников А. Т., Лихачев В. С., Шолохов В. Ф.** Испытания сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
8. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в науке и технике: Методы планирования эксперимента: Пер. с англ. М.: Мир, 1981. 520 с.
9. **Красовский Г. И., Филаретов Г. Ф.** Планирование эксперимента. Минск: БГУ, 1982. 302 с.
10. **Ящерицын П. И., Махаринский Е. И.** Планирование эксперимента в машиностроении. Минск: Высш. шк., 1985. 286 с.

УДК 539.3:62.21.001.57

А. Д. НОВОКШЕНОВ, П. А. МАРЧЕНКО, А. С. НЕМОВ, канд. техн. наук, А. И. БОРОВКОВ, канд. техн. наук
(Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), e-mail: novokshenov@compmechlab.com

Топологическая и параметрическая оптимизации кронштейна под установку звездного датчика[1]

Решена задача минимизации массы кронштейна под установку звездного датчика с учетом требований по значению первой собственной частоты и величине сил реакции в креплениях кронштейна с использованием методов топологической и параметрической оптимизаций, а также метода конечных элементов в рамках возможностей системы оптимизации Altair Optistruct.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, параметрическая оптимизация, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

The problem of mass minimization of a carrier for installation of a star sensor taking into account requirements on value of the first eigenfrequency and values of reaction forces in carrier joints using methods of topological and parametric optimization, and also finite element method within the opportunities of Altair Optistruct optimization system, is resolved.

Keywords: topological optimization, parametric optimization, finite element method, stressed-deformed state.

Сегодня практически во всех отраслях промышленности используются конструкторские решения, которые, обеспечивая для проектируемого изделия запас по прочности и долговечности, в то же время являются далеко не оптимальными с точки зрения массы изделия. Во второй половине XX века ввиду ограниченности технологических возможностей, а также в силу невозможности выйти за рамки интуиции конструктора данная проблема стояла не слишком остро. Однако сегодня в условиях глобальной рыночной конкуренции, а также широкого развития вычислительных технологий и аддитивного производства оптимальность изделия по какому-либо параметру, в частности по его массе, может быть решающим фактором с точки зрения конкурентоспособности изделия. Особенно актуальной эта проблема становится, когда речь заходит о ракетно-космической отрасли, где, как и в авиастроении, масса изделия является ключевой эксплуатационной характеристикой.

Задача минимизации массы изделия при условии сохранения его прочности сегодня успешно решается с помощью методов топологической оптимизации [1]. Эти методы позволяют ответить на вопрос, каким образом при заданных условиях нагружения и условиях сопряжения с окружающими элементами конструкций, при существующих технологических и эксплуатационных ограничениях и требованиях к изделию можно добиться оптимального, с точки зрения максимальной жесткости и минимальной массы, распределения материала изделия.

Успех решения задачи топологической оптимизации во многом зависит от правильной постановки задачи, грамотного выбора пространства оптимизации, целевых функций и ограничений, выбора размера конечно-элементной сетки и т.д. Как правило, результат топологической оптимизации показывает качественную картину распределения материала в выбранном пространстве оптимизации. Для количественного описания геометрических характеристик оптимизированного изделия требуется проведение параметрической оптимизации, где в качестве переменных проектирования должны выступать геометрические характеристики параметризованной модели, разработанной на основе топологической оптимизации.

Основываясь на вышесказанном, а также на рекомендациях, приведенных в работе [1], сформулируем основные положения общей методики оптимизации элемента конструкции в порядке их выполнения.

1. Определить пространство оптимизации на основании данных о взаимодействии выбранного элемента конструкции со смежными элементами.

2. Определить целевую функцию, технологические и эксплуатационные ограничения при оптимизации, а также условия нагружения.

3. Провести топологическую оптимизацию.

4. Построить параметризованную модель и провести параметрическую оптимизацию.

5. Сравнить характеристику оптимизированного элемента конструкции с характеристиками исходного элемента и провести оптимизацию формы, если это необходимо.

В данной статье описанная методика применяется к кронштейну под установку звездного датчика. Этот элемент используется в ОАО РКК "Энергия" при креплении звездного датчика к космическому аппарату.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 годы", уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI58114X0005).

Определение пространства оптимизации

При определении пространства оптимизации необходимо придерживаться двух требований:

1) пространство для оптимизации должно содержать все точки, наличие материала в которых существенно влияет на жесткость элемента конструкции при заданных условиях нагружения;

2) пространство оптимизации не должно выходить за границы, определяемые расположением смежных элементов конструкций.

В рассматриваемом случае кронштейн имеет два набора поверхностей (рис. 1) — посадочные поверхности *1* (к ним крепится звездный датчик) и поверхности *2* крепления кронштейна к корпусу летательного аппарата. Из этого следует, что плоскость, содержащая посадочные поверхности, в то же время является и плоскостью, ограничивающей пространство оптимизации, поскольку сам звездный датчик в области крепления к кронштейну имеет ответную плоскость, вплотную примыкающую к рассматриваемой плоскости. В то же время плоскость, содержащая поверхности креплений звездного датчика к корпусу летательного аппарата, является естественным ограничением для пространства оптимизации с другой стороны кронштейна.

Одним из требований при топологической оптимизации элемента конструкции является сохранение неизменными соединительных деталей между данным элементом конструкции и окружающими его элементами конструкций. Сохранение пространственного расположения и геометрических характеристик соединительных деталей позволит впоследствии без дополнительных конструкторских решений, не изменяя окружающие элементы конструкции, заменить рассматриваемый элемент на оптимизированный.

В кронштейне под установку звездного датчика необходимо сохранить геометрические параметры и расположение групп отверстий на поверхностях *1* и *2* (см. рис. 1), чтобы обеспечить возможность присоединения кронштейна к корпусу летательного аппарата, а также возможность посадки звездного датчика на поверхности *1*.

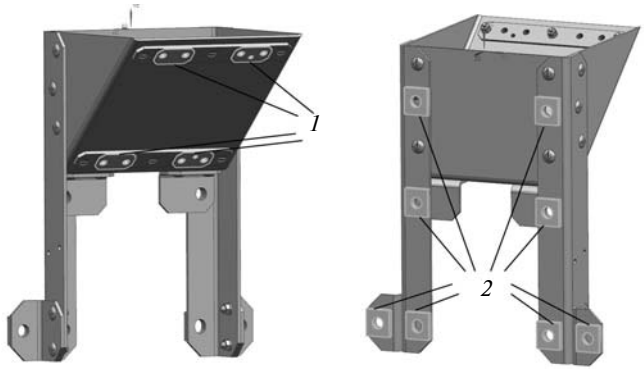


Рис. 1. Поверхности креплений и посадочные поверхности кронштейна

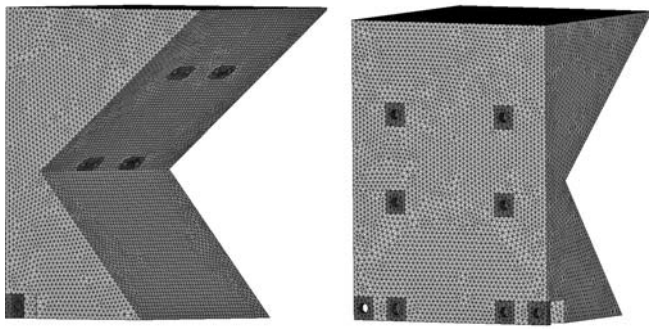


Рис. 2. Конечно-элементная модель пространства оптимизации кронштейна

С учетом того, что часть корпуса звездного датчика, которая крепится к кронштейну, представляет собой прямоугольный параллелепипед, а также с учетом высказанных ранее замечаний об отверстиях в кронштейне, можно построить конечно-элементную модель пространства оптимизации с сохраненными отверстиями (рис. 2).

Определение целевых функций, технологических и эксплуатационных ограничений при оптимизации, а также условий нагружения

При топологической оптимизации варьируемым параметром является фиктивная плотность ρ_e материала в каждом конечном элементе (КЭ) модели. При этом параметризация упругих свойств каждого КЭ выполняется с помощью SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) подхода:

$$E_e = \rho_e^p E_{0e} \ (0 \le \rho_e \le 1),$$

где E_e и E_{0e} — модули упругости в каждом КЭ в исходной модели и в изменяемой в ходе оптимизации модели; ρ — штрафной фактор (степень, как правило, больше 3), e — номер КЭ.

Таким образом, в случае локального уменьшения фиктивной плотности материала в КЭ происходит также уменьшение в нем упругих свойств материала.

Задача оптимизации в данном случае ставится следующим образом.

1. Целевая функция — масса конструкции, вычисляемая как сумма масс всех КЭ. Ее необходимо минимизировать. В случае гомогенной изотропной среды с точностью до постоянного множителя эта задача эквивалентна минимизации величины:

$$\min_{\rho} \sum_{e=1}^{N} V_e \rho_e,$$

где ρ_e — фиктивная плотность в выбранном КЭ; ρ — столбец фиктивных плотностей всех КЭ; V_e — объем конечного элемента с номером e.

При этом варьируемые параметры — значения фиктивной плотности во всех КЭ.

2. Ограничения:

перемещения центра масс (ЦМ) звездного датчика $u_{ЦМ} \leq 2{,}4 \cdot 10^{-4}$ м; значение выбрали исходя из данных о перемещениях ЦМ звездного датчика в модели исходного кронштейна;

первая собственная частота $f_1 > 50$ Гц;

расположение креплений кронштейна и посадочных креплений остается неизменным.

Описанная задача оптимизации — это задача нелинейного программирования. Для ее решения применяется метод подвижных асимптот (MMA) [2], который является итеративным методом нелинейного программирования. На каждой итерации исходная функция заменяется более простой специальной функцией, являющейся выпуклой и сепарабельной, благодаря чему становится возможным эффективное использование двойственных методов для поиска экстремума новой функции. Описанный метод (с непринципиальными различиями) реализован в программах Altair Optistruct и DS Simulia Tosca Structure. В данной работе приводятся результаты топологической оптимизации кронштейна, полученные в системе ИСКПИ[2] с использованием программы Altair Optistruct, однако они идентичны результатам, полученным при использовании программы DS Simulia Tosca Structure.

В качестве нагрузки на кронштейн выступает перегрузка величиной 30*g*, действующая последовательно в трех направлениях: *OX*, *OY*, *OZ*. Таким образом, для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) кронштейна проводятся три статических анализа. Первая собственная частота определяется частотным анализом.

В качестве граничных условий во всех постановках выступают условия равенства нулю модуля вектора перемещений в креплениях кронштейна (см. рис. 1). Звездный датчик моделируется точечной массой, величина которой совпадает с массой звездного датчика, а расположение — с геометрическим ЦМ звездного датчика. Инерционные нагрузки, действующие на массу, передаются с помощью уравнений связи на посадочные поверхности *2* кронштейна.

Так как результат топологической оптимизации зависит от среднего размера КЭ в модели [1] и, строго говоря, уменьшая этот размер, будем приходить ко все более сложным геометрическим структурам, то в целях обеспечения возможности изготовления конечного продукта в процессе оптимизации применяется фильтрующая техника, которая препятствует возникновению скачкообразного изменения плотности в двух соседних КЭ и ограничивает, таким образом, минимальную толщину материала в оптимизированной детали.

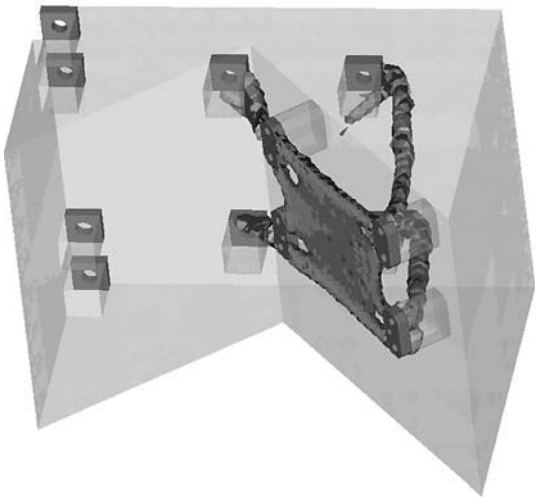


Рис. 3. Результаты топологической оптимизации кронштейна

Выполнение топологической оптимизации

В результате оптимизации получаем качественную картину распределения материала в пространстве оптимизации (рис. 3).

Согласно рис. 3 в результате оптимизации модель претерпела существенные изменения. В частности, оказались незадействованными области нижних креплений и ножек кронштейна. Данный результат, приемлемый с точки зрения жесткостных свойств кронштейна, в отдельных случаях может быть неприемлем с точки зрения эксплуатационных ограничений, что потребует отдельного обсуждения с конструкторами, разрабатывающими данный класс изделий.

Постановка и решение задачи параметрической оптимизации

Топологическая оптимизация дает качественную картину распределения материала в конструкции. Для более точной оценки геометрических характеристик сечений в полученной стержнеобразной (так называемой бионической) структуре необходима параметрическая оптимизация. Для этого на основе полученной топологии строится новая параметризованная стержневая конечно-элементная модель, сечения стержней в которой подобраны по результатам топологической оптимизации. Модель включает в себя крепления, смоделированные с помощью оболочечных КЭ (рис. 4).

---

[2] Интегрированная система компьютерного проектирования и инжиниринга (ИСКПИ) разрабатывается при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 годы", уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI58114X0005).

Задача оптимизации ставится следующим образом.

1. Целевая функция — масса конструкции. Ее необходимо минимизировать по выражению

$$\min_{d_i} \sum_{e=1}^{N} V_e \rho_0,$$

где ρ_0 — плотность конструкции.

В данном случае переменные d_i проектирования — толщины и радиусы сечений балок. При их изменении меняется суммарный объем модели. При этом плотность ρ_0 конструкции остается постоянной в процессе оптимизации.

2. Ограничения:

перемещение ЦМ звездного датчика $u_{ЦМ} \leq \leq 1 \cdot 10^{-4}$ м;

первая собственная частота $f_1 > 50$ Гц;

силы реакции в креплениях $F_i < 1500$ Н;

ограничения на переменные проектирования: $\underline{d}_i \leq d_i \leq \overline{d}_i$.

Данная задача также является проблемой нелинейного программирования. Для ее решения используется метод возможных направлений (MFD) [3], который идентичен методу подвижных асимптот, но использует более простые аппроксимирующие функции. Результат оптимизации приведен на рис. 5.

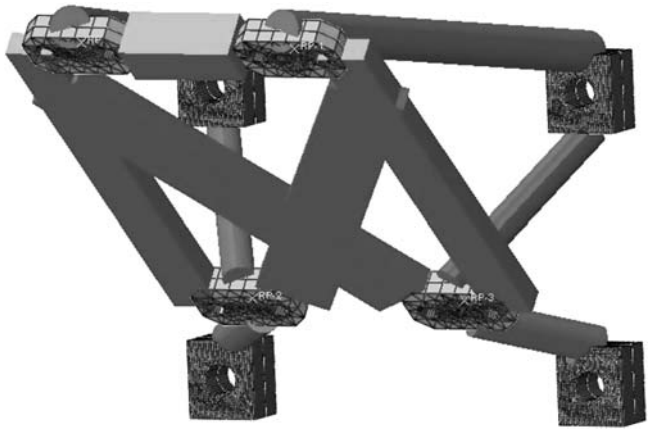


Рис. 4. Параметризованная стержневая модель кронштейна

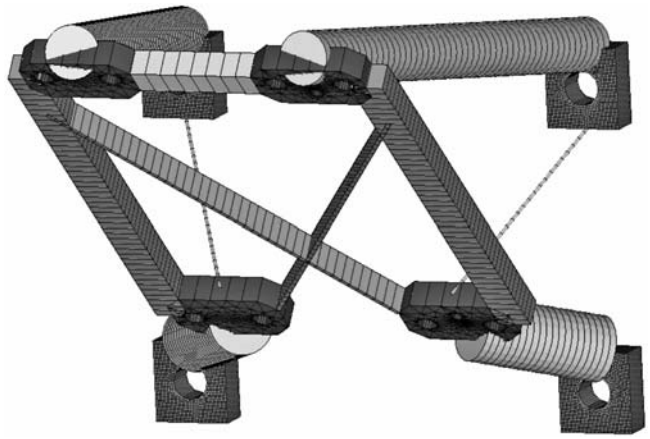


Рис. 5. Результаты параметрической оптимизации кронштейна

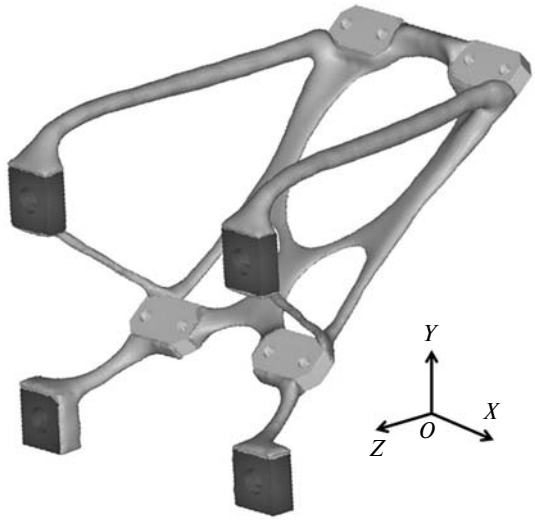


Рис. 6. Сглаженная модель оптимизированного кронштейна

Следует отметить, что форму сечений стержневых элементов выбирали, исходя из результатов топологической оптимизации, однако вполне вероятно, что при стержневых элементах прямоугольного сечения использование круглого сечения также могло бы привести к необходимому результату. При более общей постановке задачи параметрической оптимизации надо использовать в качестве переменных проектирования моменты инерции сечений каждого стержневого элемента.

Полученные результаты позволяют достаточно точно оценить размер сечений оптимизированного кронштейна. Однако не для каждого сечения представляется допустимым перенос найденных геометрических характеристик на реальную модель кронштейна в силу возможных технологических ограничений при производстве оптимизированной детали.

Тем не менее сглаженная модель оптимизированного кронштейна под установку звездного датчика строится с учетом результатов топологической и параметрической оптимизаций (рис. 6).

Сравнение характеристик исходной и оптимизированной конструкций

Результаты расчета НДС, а также массы и первой собственной частоты кронштейна сравнивали для трех случаев нагружения четырех различных моделей кронштейна: исходной модели (оболочечная постановка); сглаженной оптимизированной модели из того же материала, что и исходный кронштейн; сглаженных оптимизированных моделей из сплавов алюминия АМГ-6 и Д16 — традиционных сплавов для аэрокосмической отрасли. Характеристики приведены в табл. 1.

Исходный кронштейн изготовлен из углепластика КМУ-4Э-0,08 на основе углеродной ленты Элур-0,08П, монослой которого имеет следующие характеристики: плотность $\rho = 1500$ кг/м^3, удельная жесткость $E \cdot 10^{-3}/\rho = 8$ км. Отдельный вопрос — возможно ли изготовление стержнеобразного кронштейна из материала, обладающего указанными свойствами. Однако уже сейчас в России и в США параллельно разрабатывается технология 3D-печати из композиционных материалов (в России это композитный 3D-принтер, разрабатываемый совместно СПбПУ и Сколковским Институтом науки и технологий[3], в США подобные разработки ведет компания MarkForgered). Кроме того, в России есть предприятия, владеющие технологией изготовления так называемых анизогридных композиционных структур, представляющих собой пространственные решетки, к классу которых, в частности, можно отнести оптимизированную модель кронштейна.

Таблица 1

Характеристики материалов, используемых в моделях

Материал модели	Плотность ρ, кг/м^3	Модуль Юнга E, ГПа	Коэффициент Пуассона ν
Материал исходного кронштейна	1500	125	0,20
АМГ-6	2640	71	0,33
Д16	2800	72	0,30
Материал креплений	4500	110	0,30

Таблица 2

Результаты расчета параметров исходного и оптимизированных кронштейнов

Параметр	Исходный кронштейн	Оптимизированный кронштейн		
		из исходного материала	из АМг6	из Д16
Масса конструкции, г	622	191	246	254
Первая собственная частота, Гц	84	201	157	158
Перемещение ЦМ звездного датчика, мм, при перегрузке в 30g в направлении оси:				
OX	0,134	0,169	0,281	0,278
OY	0,613	0,187	0,305	0,302
OZ	0,3440	0,0485	0,0850	0,0840
Максимальная реакция, Н, в креплениях при перегрузке в 30g в направлении оси:				
OX	820,40	1010,59	1004,00	1004,21
OY	1386,4	1123,6	1130,0	1131,0
OZ	1237,0	407,2	414,4	414,5
Максимальные перемещения, мм, при перегрузке в 30g в направлении оси:				
OX	0,134	0,169	0,281	0,278
OY	0,833	0,238	0,389	0,385
OZ	0,101	0,201	0,362	0,356
Максимальные напряжения, МПа, при перегрузке в 30g в направлении оси:				
OX	92,7	179,6	176,0	177,0
OY	182,0	165,2	132,0	130,0
OZ	52,4	180,4	192,0	189,0

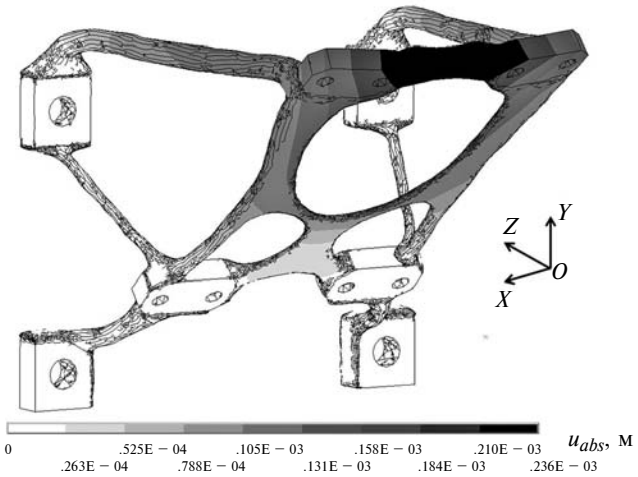


Рис. 7. Поле модуля вектора перемещений u_{abs} оптимизированного кронштейна

Основные результаты расчета массы и параметров НДС исходного и оптимизированных кронштейнов приведены в табл. 2.

Таким образом, массы оптимизированных кронштейнов уменьшились в 2,5—3 раза по сравнению с исходным кронштейном в зависимости от материала оптимизируемого кронштейна. Исходя из представленных в табл. 2 результатов можно заключить, что, несмотря на ухудшение некоторых показателей по сравнению с исходной конструкцией, основные требования к конечному варианту конструкции удовлетворяются для кронштейнов из всех трех возможных материалов оптимизированной конструкции: первая собственная частота конструкции $f_1 > 50$ Гц; силы реакции в креплениях $R_i < 1500$ Н.

Из табл. 2 также следует, что при перегрузке в направлении оси OY значительно улучшились ключевые характеристики, в то время как при перегрузках в направлении оси OX эти характеристики ухудшились. При этом значения некоторых характеристик для всех трех случаев нагружения в результате оптимизации оказались практически одинаковыми. Другими словами, в результате применения оптимизационных алгоритмов произошло

[3] 3D-принтер разрабатывается при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 годы", уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI58114X0005).

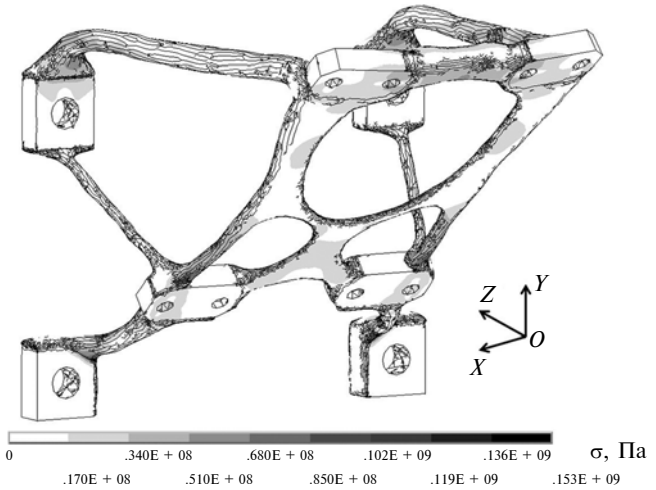


Рис. 8. Поле эквивалентных по Мизесу напряжений σ в оптимизированном кронштейне

перераспределение материала, вследствие чего были сбалансированы жесткостные свойства конструкции в разных направлениях.

Поле модуля вектора перемещений и поле эквивалентных по Мизесу напряжений оптимизированного кронштейна из исходного композиционного материала приведены на рис. 7, 8.

Максимальные напряжения во всех трех случаях нагружения составили σ = 150÷200 МПа. Приемлемость этих значений будет зависеть от более точного выбора материала кронштейна. В случае превышения допустимых для выбранного материала напряжений необходимо изменить постановку задачи оптимизации, задав в качестве ограничений при оптимизации максимальный допустимый уровень напряжений в оптимизированной структуре. Другой выход из ситуации — введение третьей ступени оптимизации — оптимизации формы (Shape optimization). Оптимизация формы выполняется после проведения топологической и параметрической оптимизаций. Результатом этой оптимизации является локальное утолщение полученной на предыдущих этапах структуры уменьшения целевой функции (например, эквивалентных по Мизесу напряжений) в выбранной области.

На сегодняшний момент задача оптимизации формы кронштейна прорабатывается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Bendsoe M. P., Sigmund O.** Topology Optimization. Theory, Methods and Applications. Springer-Verlag. Berlin: Heidelberg, 2003. 377 с.
2. **Swanberg K.** The method of moving asymptotes — a new method for structural optimization // International journal for numerical methods in engineering. 1987. Vol. 24. P. 359—373.
3. **Первозванский А. А.** Поиск. М.: Наука, 1970. 264 с.

УДК 621.45.044

Ф. А. ГИЗАТУЛЛИН, д-р техн. наук, Р. М. САЛИХОВ, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: texprom@yandex.ru

Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания ГТД и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания

Исследуется изменение ресурса полупроводниковых свечей зажигания газотурбинных двигателей (ГТД) от накопленной в емкостной системе зажигания энергии и частоты искровых разрядов при разных условиях пуска ГТД.

Ключевые слова: система зажигания, свеча зажигания, накопленная энергия, частота искровых разрядов.

The changing in resource of semiconductor spark igniters of gas-turbine engines (GTE) from accumulated energy in a capacitive ignition system and spark frequency at various conditions of start of a gas-turbine engine is studied.

Keywords: ignition system, spark igniter, accumulated energy, spark frequency.

Основными показателями эффективности систем зажигания газотурбинных двигателей (ГТД) являются воспламеняющая способность, энергетическая эффективность и ресурс свечей зажигания. Методы повышения воспламеняющей способности систем зажигания существенно зависят от способа стабилизации пламени в камере сгорания или пусковом воспламенителе, а также от условий пуска двигателя. В работах [1, 2] показано, что с учетом особенностей стабилизации пламени в устройствах горения и условий пуска ГТД возникает необходимость изменения соотношения между накопленной энергией W_0 в емкостной системе зажигания и частотой f искровых разрядов в полупроводниковых свечах зажигания при условии постоянства мощности $P = W_0 f = \text{const}$, потребляемой системой зажигания. Так, если для пусковых воспламенителей ГТД с электроискровой стабилизацией пламени необходимо повышать частоту f разрядов при соответствующем снижении энергии W_0, то для ГТД, которые должны повторно пускаться в

полете в высотных условиях после выключения двигателя при воспламенении топливовоздушной смеси непосредственно свечой зажигания в камере сгорания, при заданной мощности системы зажигания необходимо уменьшать частоту f разрядов и, соответственно, увеличивать энергию W_0. Очевидно, что изменение энергии W_0 и частоты f разрядов влияет на ресурс полупроводниковых свечей зажигания.

Цель настоящей работы — исследовать изменение ресурса полупроводниковых свечей зажигания в зависимости от накопленной энергии и частоты разрядов при постоянной потребляемой мощности системой зажигания.

Серийные полупроводниковые свечи зажигания испытывали на стенде с емкостным агрегатом зажигания (рисунок), выдерживая два соотношения между W_0 и f при $W_0 f = 8$ Вт: 1) $f = 16$ Гц при $W_0 = 0{,}5$ Дж; 2) $f = 4$ Гц при $W_0 = 2$ Дж.

Наработку свечей зажигания осуществляли двумя способами:

1) ускоренными испытаниями до отказа при погружении рабочих торцов свечей зажигания в керосин с циклом: включение 1 мин и перерыв 1 мин;

2) до фиксированного числа циклов включений свечей зажигания на воздухе при давлении $39{,}2 \cdot 10^4$ Па.

При наработке исследуемых свечей зажигания периодически фиксировали средний зазор Δ между электродами свечи зажигания и ее массу G. По данным параметрам можно судить об интенсивности эрозии электродов [3].

Таблица 1

Параметры свечей зажигания до и после наработки при ускоренных испытаниях

Число включений	W_0, Дж	f, Гц	Δ, мм	G, г
1 125	0,5	16	0,5 0,9	63,76 63,65
1 195	2,0	4	0,5 0,9	63,38 63,01

Таблица 2

Параметры свечей зажигания при наработке на воздухе

Число включений	W_0, Дж	f, Гц	Δ, мм	G, г
0 500 900 1500 2200	0,5	16	0,5 1,3 1,4 1,4 1,5	63,43 63,38 63,33 63,32 63,30
1 500 900 1500 2200	2,0	4	0,6 1,1 1,1 1,2 1,3	63,52 63,46 63,40 63,37 63,30

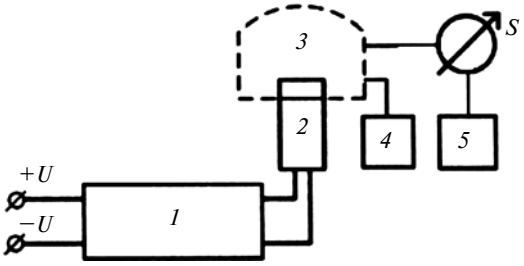


Схема экспериментального стенда:

1 — агрегат зажигания; *2* — полупроводниковая свеча зажигания; *3* — камера высокого давления; *4* — датчик давления; *5* — компрессор

Результаты исследований свечей зажигания до отказа при ускоренных испытаниях сведены в табл. 1, а результаты по фиксированной наработке на воздухе — в табл. 2, анализ которых показал, что изменение соотношения между накопленной энергией и частотой следования разрядов при постоянной потребляемой мощности влияет на ресурс свечей зажигания. Наработка до отказа возрастает с увеличением накопленной энергии и снижении частоты разрядов. При фиксированной продолжительности работы свечей зажигания их износ с увеличением накопленной энергии возрастает.

Таким образом, при постоянстве потребляемой мощности повышение накопленной энергии увеличивает ресурс свечей зажигания, однако при этом ухудшаются массогабаритные показатели системы.

Полученные результаты дополняют исследования изнашивания конструктивных элементов свечей зажигания на подготовительном и искровом этапах разряда в полупроводниковых свечах зажигания и влияния индуктивности разрядной цепи емкостных систем зажигания на их интенсивность изнашивания [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Gizatullin, F. A., Bajburin I. Kh.** Determination of capacitance ignition system parameters for GTE start in high-altitude conditions // Russian Aeronautics. 2004. N 2. P. 44—46.

2. **Гизатуллин Ф. А.** Методология определения параметров систем зажигания ГТД с различными условиями воспламенения смеси // Вестник УГАТУ, 2005. № 6. С. 67—72.

3. **Воздействие** импульсного вакуумно-дугового разряда на поверхность элементов разрядного устройства / В. И. Асюнин, С. А. Бушин, С. Г. Давыдов и др. // Письма в ЖТФ. 2016. Т. 42. Вып. 7. С. 65—72.

4. **Гизатуллин Ф. А., Алимбеков Л. И.** Закономерности износа полупроводниковых свечей зажигания // Известия вузов. Авиационная техника. 2002. № 1. С. 39—42.

УДК 62-192.001.57

В. И. СЕРДЮКОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана, ИУО РАО), Н. А. СЕРДЮКОВА, д-р эконом. наук (РЭУ им. Г. В. Плеханова), С. И. ШИШКИНА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: shish-bmstu@mail.ru

Использование элементов искусственного интеллекта для повышения надежности технических изделий

Предложен новый подход к обеспечению надежности технического изделия, заключающийся в создании конструкции, обеспечивающей реализацию трех важнейших условий повышения надежности работы изделия. Разработан математический аппарат для расчета функции надежности такой конструкции.

Ключевые слова: надежность, вероятность безотказной работы, усовершенствованный узел, простейший узел, математическая модель, граф состояний системы.

The new approach to support of technical product reliability, consisting in development of a structure, assuring three the most important conditions of improving of product operation reliability, is suggested. The mathematical apparatus for analysis of reliability function of this structure is developed.

Keywords: reliability, probability of no-failure operation, modified unit, basic unit, mathematical model, system state graph.

Одно из важнейших эксплуатационных свойств технического изделия — надежность его работы. Данному свойству в последнее время уделяется все больше внимания, особенно в ходе подготовки к предстоящему пилотируемому полету международной космической экспедиции на Марс, который Государственная корпорация по космической деятельности "Роскосмос" планирует осуществить совместно с НАСА и ЕКА в первой половине нынешнего столетия. Учитывая, что продолжительность такого полета будет составлять не менее двух лет, вероятность выхода из строя отдельных жизненно важных элементов космического корабля (подсистем, агрегатов или узлов) может оказаться весьма большой. Нужны новые подходы к обеспечению надежности их работы.

Один из таких подходов может заключаться в создании конструкции, обеспечивающей:

1) возможность замещения вышедшего из строя основного элемента работоспособным резервным элементом, который будет включаться в работу в момент выхода из строя основного элемента с помощью автоматизированного устройства (например, переключателя, обеспечивающего переключение без нарушения нормальной работы корабля);

2) возможность использования возникающего перерыва в работе основного или резервного элементов для их восстановления на месте выхода из строя (ремонта или замены) с использованием специально предназначенных для этого устройств, например роботов;

3) возможность замещения вышедшего из строя резервного элемента основным элементом (при условии его восстановления за время работы резервного элемента), который будет включаться в работу с помощью автоматизированного устройства в момент выхода из строя основного элемента, и т. д.

Конструкцию, обеспечивающую реализацию трех вышеперечисленных условий, будем называть усовершенствованным узлом, а традиционную конструкцию, обеспечивающую реализацию только первого из этих условий, — простейшим узлом.

Конструкции, представляющие собой простейший узел, известны и широко используются в новых образцах авиационной и ракетной техники, при прокладке высокоскоростных магистралей, при монтаже электрических сетей, на других опасных производственных объектах [1—3], а также при создании различных автоматизированных информационных управляющих систем [4—6]. Наличие резервного элемента позволяет повысить надежность простейшего узла, но в определенных, довольно узких пределах [7—9].

Увеличению этих пределов могут способствовать конструкции, представляющие собой усовершенствованный узел, в котором применяется смешанный способ резервирования с восстановлением при использовании элементов искусственного интеллекта [10]. Способов обеспечения восстановления вышедшего из строя элемента много. Один из них — замена этого элемента с помощью переключателя, работающего в автоматическом режиме. Но в этом случае указанный элемент должен быть неотъемлемой частью этой конструкции, увеличивая ее габаритно-массовые параметры. Другой способ заключается в том, чтобы на место вышедшего из строя элемента установить запасной элемент без остановки работы этого изделия [10—15]. При этом извлеченный из изделия элемент можно отремонтировать и использовать в дальнейшем в качестве запасного. Третий способ состоит в проведении ремонта вышедшего из строя элемента на месте его установки без остановки работы изделия и др.

В связи с этим возникает задача, состоящая в определении функции надежности усовершенствованного узла, а также в оценке приращения средней продолжительности безотказной работы усо-

вершенствованного узла по сравнению с простейшим узлом.

При ее решении следует учитывать, что отдельные элементы технических узлов в процессе эксплуатации могут быть заменены такими же элементами, но произведенными на других заводах, а возможно, и в других странах. У них могут быть другие характеристики безотказной работы, например другие интенсивности потоков отказов. Поэтому решать данную задачу будем, считая, что среди узлов нет двух элементов, значения интенсивностей потоков отказов которых одинаковы, что соответствует действительности [15]. Элементы усовершенствованного узла могут различаться по месту и партиям изготовления [16—18].

Для расчета средней продолжительности безотказной работы этих узлов были разработаны две математические модели: одна, условно названная моделью 1, предназначена для расчета показателей функционирования усовершенствованного узла; вторая, условно названная моделью 2, предназначена для расчета показателей функционирования простейшего узла.

Модель 1. Граф состояний системы, в которой развивается процесс функционирования усовершенствованного узла (рис. 1), составлен с использованием следующих общих обозначений:

S_1 — исходное, невозвратное состояние, в котором нагруженным является основной элемент, а резервный элемент работоспособен, но не нагружен;

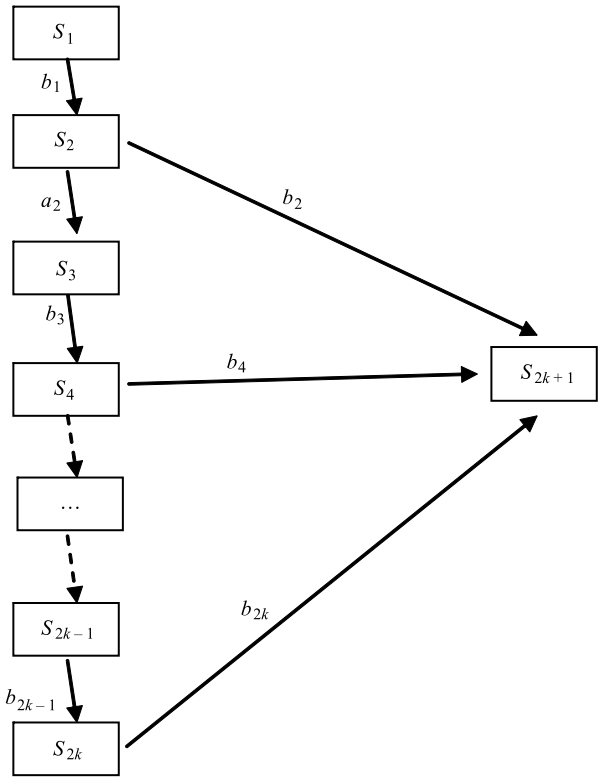


Рис. 1. Размеченный граф состояний усовершенствованного узла

S_2 — невозвратное состояние, в котором нагруженным является резервный элемент, основной элемент вышел из строя и проводятся работы по его восстановлению;

S_3 — невозвратное состояние, в котором нагруженным является резервный элемент, при этом работоспособность основного элемента восстановлена;

S_4 — невозвратное состояние, в котором нагруженным является основной элемент, при этом резервный элемент вышел из строя и проводятся работы по его восстановлению;

S_{2k-1} — невозвратное состояние, в котором один из элементов нагружен, а работоспособность другого элемента восстановлена. Если число k четное, то нагруженным является резервный элемент, в противном случае — основной элемент;

S_{2k} — невозвратное состояние, в котором нагруженным является один из элементов, другой элемент вышел из строя и возможностей для его восстановления нет;

S_{2k+1} — поглощающее состояние (узел вышел из строя).

Символами "a" и "b" на рис. 1 обозначены интенсивности переходов системы из одного состояния в другое: первый использован для обозначения интенсивностей выхода элементов из строя, второй — интенсивностей восстановления работоспособности вышедших из строя элементов. Индексы при этих символах указывают на состояние, из которого осуществляются переходы. Среди этих индексов следует выделить индекс k, значение которого численно характеризует возможности по восстановлению элементов резервной группы, предусмотренные в конструкции усовершенствованного узла.

Тогда средняя продолжительность безотказной работы усовершенствованного узла

$$T_{\text{у}} = \frac{b_1 + a_2 + b_2}{b_1(a_2 + b_2)} + \frac{a_2}{a_2 + b_2} \times$$

$$\times \left\{ \frac{b_3 + a_4 + b_4}{b_3(a_4 + b_4)} + \frac{a_4}{a_4 + b_4} \left(\frac{b_5 + a_6 + b_6}{b_5(a_6 + b_6)} \right) + \ldots \right.$$

$$\left. \ldots + \frac{a_{2k-2}}{a_{2k-2} + b_{2k-2}} \left(\frac{b_{2k-1} + b_{2k}}{b_{2k-1} b_{2k}} \right) + \ldots \right\},$$

а его функция надежности (вероятность безотказной работы усовершенствованного узла за время t) выражается формулой:

$$R_{\text{у}}(t) = 1 - P_{2k+1}(t),$$

где $P_i(t)$, $i = \overline{1, 2k+1}$ — вероятности пребывания процесса в момент времени t в состоянии S_i, текущие значения которых удовлетворяют системе

обыкновенных дифференциальных уравнений Колмогорова—Чепмена:

$$\begin{cases} \dfrac{dP_1(t)}{dt} = -b_1 P_1(t); \\ \dfrac{dP_2(t)}{dt} = -(a_2 + b_2)P_2(t) + b_1 P_1(t); \\ \dfrac{dP_3(t)}{dt} = -b_3 P_3(t) + a_2 P_2(t); \\ \dfrac{dP_4(t)}{dt} = -(a_4 + b_4)P_4(t) + b_3 P_3(t); \\ \quad\vdots \\ \dfrac{dP_{2k-1}(t)}{dt} = -b_{2k-1} P_{2k-1}(t) + a_{2k-2} P_{2k-2}(t); \\ \dfrac{dP_{2k}(t)}{dt} = -b_{2k} P_{2k}(t); \\ \dfrac{dP_{2k+1}(t)}{dt} = b_2 P_2(t) + b_4 P_4(t) + \ldots + b_{2k} P_{2k}(t), \end{cases} \quad (1)$$

при начальных условиях:

$$t = 0:$$

$$P_1(t) = 1;$$

$$P_2(t) = P_3(t) = P_4(t) = \ldots = P_{2k-1}(t) = P_{2k}(t) = \\ = P_{2k+1}(t) = 0.$$

Расчет по модели (1) проводился при условиях:

$b_1 \neq (a_i + b_i) \neq (a_j + b_j)$, если i, j — четные и $i \neq j$;

$b_i \neq b_j$, если i, j — нечетные и $i \neq j$, $i, j = \overline{2, 2k}$.

Модель 2. Граф состояний системы, в которой развивается процесс функционирования простейшего узла (рис. 2), составлен с использованием следующих общих обозначений:

S_1^* — исходное, невозвратное состояние, в котором нагруженным является основной элемент, а резервный элемент работоспособен, но не нагружен;

S_2^* — невозвратное состояние, в котором нагруженным является резервный элемент, основной элемент вышел из строя;

S_3^* — поглощающее состояние (узел вышел из строя).

Символом "c" на рис. 2 обозначены интенсивности переходов системы из одного состояния в другое. Индексы при этом символе указывают на состояние, из которого осуществляются переходы.

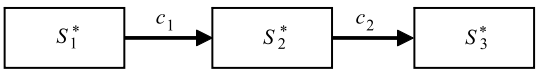


Рис. 2. Размеченный граф состояний простейшего узла

Тогда средняя продолжительность безотказной работы простейшего узла

$$T_п = \frac{c_1 + c_2}{c_1 c_2},$$

а его функция надежности (вероятность безотказной работы простейшего узла за время t) выражается формулой [17]:

$$R_п(t) = 1 - P_{3п}(t),$$

где $P_{jп}(t), j = \overline{1, 3}$, — вероятность пребывания процесса в момент времени t в состоянии S_j^*, значения которой удовлетворяют системе обыкновенных дифференциальных уравнений Колмогорова—Чепмена:

$$\begin{cases} \dfrac{dP_{1п}(t)}{dt} = -c_1 P_{1п}(t); \\ \dfrac{dP_{2п}(t)}{dt} = -c_2 P_{2п}(t) + c_1 P_{1п}(t); \\ \dfrac{dP_{3п}(t)}{dt} = c_2 P_{2п}(t), \end{cases} \quad (2)$$

при начальных условиях:

$$t = 0:$$

$$P_{1п}(t) = 1;$$

$$P_{2п}(t) = P_{3п}(t) = 0.$$

Модель 2 является частным случаем модели 1 при условии, что $k = 2$, $b_1 = c_1$, $b_2 = c_2$. Расчет по модели (2) проводился при условии, что $c_1 \neq c_2$.

В качестве показателя эффективности усовершенствованного узла по сравнению с простейшим узлом был выбран показатель $W = T_у/T_п$.

Одно из отличий графа состояний системы, представленного на рис. 1, от графа состояний системы, представленного на рис. 2, заключается в наличии подмножества невозвратных состояний $S = \{S_3, S_4, \ldots, S_{2k}\}$, из-за которых их функции надежности будут различными. Поэтому в качестве дополнительного показателя эффективности усовершенствованного узла по сравнению с простейшим узлом был выбран показатель $P_у$, представляющий собой вероятность того, что усовершенствованный узел попадет в поглощающее состояние из невозвратного состояния, принадлежащего множеству S:

$$P_у = \frac{a_2}{a_2 + b_2}.$$

В качестве примера определим значения выбранных показателей эффективности усовершенствованного узла для двух случаев: при $k = 2$ и $k = 3$. Будем считать, что интенсивности перехода срав-

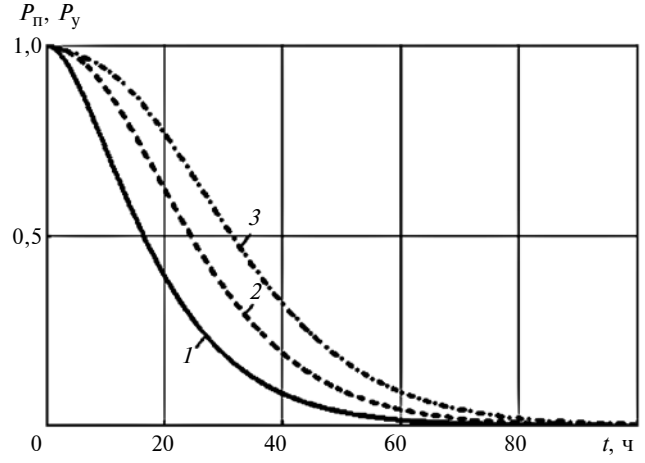


Рис. 3. Функции надежности простейшего (кривая *1*) и усовершенствованных узлов при $k = 2$ (кривая *2*) и при $k = 3$ (кривая *3*)

ниваемых систем из одного состояния в другое имеют следующие значения:

$$\left.\begin{aligned} &a_2 = 2\ 1/ч;\ a_4 = 1{,}9\ 1/ч;\\ &b_1 = 0{,}1\ 1/ч;\ b_q = (1{,}05)^{(q-1)} b_1\ 1/ч;\ q = \overline{2,6};\\ &c_1 = b_1\ 1/ч;\ c_2 = 1{,}05 c_1\ 1/ч. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Из соотношений (3) следует, что с каждым новым включением элемента резервной группы в работу интенсивность выхода его из строя увеличивается на 5 %, а интенсивности восстановления вышедших из строя элементов уменьшаются приблизительно на 5 %.

Функции надежности простейшего ($P_п$) и усовершенствованного ($P_у$) узлов для этих двух случаев ($k = 2$ и 3) представлены на рис. 3.

По результатам расчета показатель W эффективности равен соответственно 1,398 и 1,739. Дополнительный показатель эффективности в обоих случаях составил 0,950.

Таким образом, разработанный математический аппарат обеспечивает возможность расчета функции надежности усовершенствованного узла. Он также обеспечивает возможность расчета показателей эффективности W и $P_у$, по которым можно оценить надежность усовершенствованного узла по сравнению с простейшим узлом при различных значениях k. Результаты проведенных вычислений свидетельствуют о том, что использование усовершенствованного узла может обеспечить при прочих равных условиях существенное повышение количественных показателей надежности работы изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **Закон РФ № 116-ФЗ** "О промышленной безопасности опасных производственных объектов": [принят 21 июля 1997 г. Государственной Думой РФ http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_15234.

2. **Феодосьев В. И.** Основы техники ракетного полета. М.: Наука, 1979. 496 с.

3. **Математические** методы в теории надежности и эффективности // Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т. 2. М.: Машиностроение, 1987. 280 с.

4. **Абиев Р. Ш., Струков В. Г.** Надежность механического оборудования и комплексов: Учебник. СПб.: Проспект Науки, 2012. 222 с.

5. **Оценка** надежности машин и оборудования: теория и практика: Учебник для вузов / И. Н. Кравченко, Е. А. Пучин, А. В. Чепурин и др.; Под ред. И. Н. Кравченко. М.: Альфа-М, Инфра-М, Уникум сервис, 2012. 334 с.

6. **Бржозовский Б. М., Мартынов В. В., Схиртладзе А. Г.** Диагностика и надежность автоматизированных систем: Учебник для вузов. 4-е изд., стер. Старый Оскол: ТНТ, 2013. 351 с.

7. **Зарубин В. С., Кувыркин Г. Н., Савельева И. Ю.** Математическая модель нелокальной среды с внутренними параметрами состояния // Инженерно-физический журнал, 2013. Т. 86. № 4. С. 768—773.

8. **Кувыркин Г. Н., Савельева И. Ю.** Математическая модель микрополярной среды с внутренними параметрами состояния // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2011. № 5. С. 51—62.

9. **Марков Г. А.** Планирование испытаний программ с открытым кодом с помощью нейросетевых технологий // НиКа. 2014. № 1. URL: http://cyberleninka.ru/article/n/planirovanie-ispytaniy-programm-s-otkrytym-kodom-s-pomoschyu-neyrosetevyh-tehnologiy.

10. **Сердюков В. И., Сердюкова Н. А., Шишкина С. И.** Повышение безотказной работы изделий с использованием элементов искусственного интеллекта // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 1 (112). С. 62—72.

11. **Косолап А. И., Довгополая А. А.** Оптимизация структуры систем резервирования методом точной квадратичной регуляризации // Вестник приднепровской государственной академии строительства и архитектуры. 2015. № 11. С. 81—85.

12. **Декомпозиционный** подход к надежности технической системы / А. П. Иванова, Л. В. Межуева, Т. И. Пискарева и др. // Вестник ОГУ. 2011. № 10 (129). С. 280—283.

13. **Статистические** методы контроля закономерностей в множестве случайных событий / Д. С. Ергалиев, А. Д. Тулегулов, А. Х. Тулебаева, Л. Д. Ергалиева // НиКа. 2013. № 1. С. 26—28.

14. **Павлов И. В., Разгуляев С. В.** Построение доверительных границ для коэффициента готовности системы с восстанавливаемыми элементами // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2015. № 4 (61). С. 15—22.

15. **Вентцель Е. С.** Исследование операций. М.: Советское радио, 1971. 551 с.

16. **Тимофеев Г. А., Самойлова М. В.** Использование метода графов в структурном анализе планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. № 2. С. 3—14.

17. **Сердюков В. И., Шишкина С. И.** Использование дизъюнктивных множеств при моделировании многоступенчатых процессов // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 8 (20). http://engjournal.ru/cata...odel/hidden/892.html.

18. **Мочалов В. А.** Метод синтеза отказоустойчивой структуры сенсорной сети при наличии ограничений по размещению узлов сети в разнородном пространстве // T-Comm. 2012. № 10. С. 71—75.

УДК 629.3

К. П. МАНДРОВСКИЙ, канд. техн. наук, Я. И. ТЮРИН (ГТУ МАДИ), e-mail: effectmash@mail.ru

Оптимизация опорного контура колесной машины, оснащенной манипуляторным оборудованием, для повышения ее устойчивости

Рассмотрены аспекты системы активной безопасности колесно-шагающего экскаватора с автоматизированным управлением опорами для оптимизации опорного контура. Выполнены моделирование на устойчивость системы и оценка статической и динамической устойчивости экскаватора.

Ключевые слова: колесно-шагающий экскаватор, устойчивость, опорный контур, система автоматизированного управления.

The aspects of active safety system of a wheel-walking excavator with automated control on supports for optimization of a support contour are considered. The modeling of system stability and assessment of static and dynamic stability of an excavator are performed.

Keywords: wheel-walking excavator, stability, support contour, automated control system.

Опорный контур колесных машин представляет собой многоугольник, состоящий из опорных элементов конструкции (рис. 1). Колесно-шагающий экскаватор имеет ходовое устройство, опорный контур которого может изменяться. Поскольку такие машины предназначены для работы на крутых склонах, в воде и прочих труднодоступных местах, то одним из ключевых факторов, определяющих эффективность данной машины, является устойчивость при выполнении работ [1].

Колесно-шагающие экскаваторы оснащены системами пассивной безопасности FOPS/ROPS [2]. При применении активной системы безопасности она будет являться элементом системы автоматизированного управления (САУ) и должна снизить сложность управления машиной и автоматизировать определенные операции. Функции системы предупреждения опрокидывания можно разделить на три части: сбор данных о рельефе; выбор опорного конура; контроль кинематических характеристик экскаваторного оборудования.

Предположим, что характеристики рельефа получены сканированием рабочей площадки. Система предупреждения опрокидывания должна выбрать опорный контур, который зависит от углов расположения и величины выдвижения телескопических ног опорного устройства.

Опасность опрокидывания возникает, если отсутствует контакт рабочего оборудования с опорной поверхностью, т. е. опрокидывание происходит не при копании, а при перемещении ковша. Устойчивость машины зависит от направления суммарного момента сил относительно одной из сторон опорного контура. Следовательно, САУ экскаватора должна определять момент и угол раскачивания. Поскольку рабочий процесс данной машины связан с движением рабочего оборудования по большим траекториям, то суммарный момент зависит не только от статических силовых факторов, но и от динамических [3, 4].

Сымитируем и проанализируем действия элемента САУ компьютерным моделированием в широком диапазоне рабочих режимов [5, 6] при разных опорных контурах (см. рис. 1). Это удобно сделать в программном комплексе Euler [7]. Форма опорного контура изменяется, т. е. изменяются относительные расположения опор в плоскости контура и высота подъема рамы экскаватора, следовательно, изменяются углы в плоскости, перпендикулярной к контуру.

Основные траектории рабочих элементов экскаватора обеспечиваются поворотами платформы и стрелы. Принимаем, что именно эти степени свободы обеспечивают основные динамические факторы, создающие опрокидывающий момент при транспортных перемещениях ковша.

Опрокидывание наиболее вероятно, если имеет место ускоренное движение рабочего оборудования (например, замедления опускающейся стрелы и платформы, поворачивающейся в сторону вероятного опрокидывания). При этом важны угловые позиции платформы и стрелы в момент начала ускоренного движения.

Компьютерным моделированием устойчивости получим граничные сочетания угловых координат стрелы (α_c) и платформы ($\alpha_п$), при которых машина теряет статическую устойчивость (раскачивание вокруг стороны опрокидывания с возвратом) и

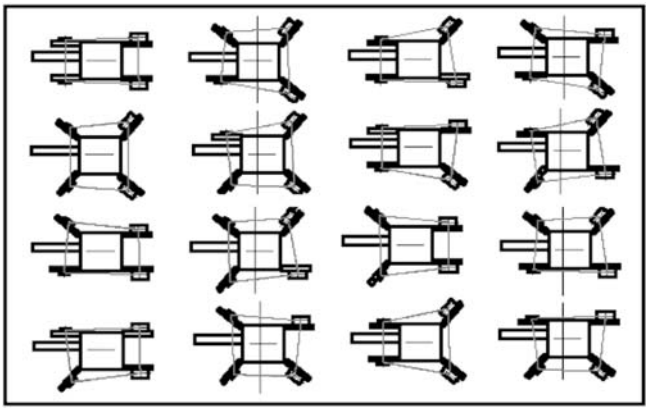


Рис. 1. Варианты опорных контуров колесно-шагающего экскаватора

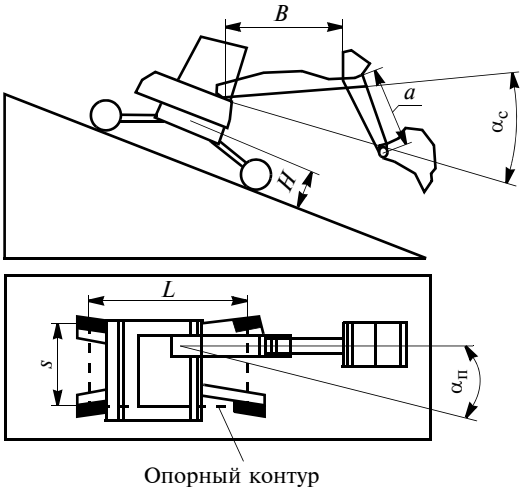


Рис. 2. Расчетная схема

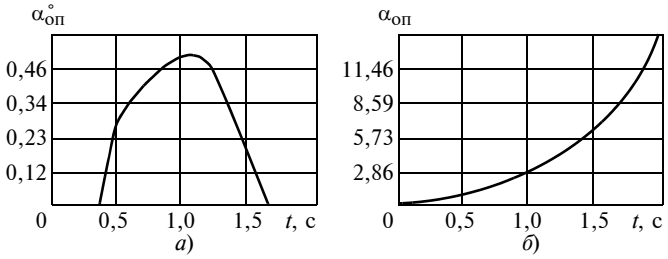


Рис. 3. Изменение угла опрокидывания $\alpha_{оп}$ в текущем времени *t* при раскачивании (*а*) ($\alpha_с$ = 38,57° и $\alpha_п$ = 37,14°) и опрокидывании (*б*) ($\alpha_с$ = 30,6° и $\alpha_п$ = 29,14°)

динамическую устойчивость (опрокидывание) [8]. Углы подъема стрелы и поворота платформы можно определить из графиков раскачивания, построенных из условий раскачивания, в случае неуправляемой машины, и опрокидывания, являющегося аварийной ситуацией.

Данный анализ может стать основой САУ по обеспечению устойчивости экскаватора (системы активной безопасности), которая определяет расположение выносных опор машины, обеспечивая наибольший удерживающий момент и оптимальную площадь опорного контура, исключая опрокидывание машины при эксплуатации.

Рассмотрим один из расчетных случаев для опорного контура.

Экскаватор работает на склоне в 30° (рис. 2) с расположением лап, близким к сложенному транспортному положению. Платформа экскаватора расположена параллельно склону. Машина набирает в ковш грунт массой 500 кг с поверхности земли и сбрасывает его вниз по склону.

Для получения закона изменения координат раскачивания вокруг ребра опрокидывания будем варьировать углы подъема стрелы и поворота платформы.

Исходные данные:

масса экскаватора 10 500 кг;

расстояние между осями вращения стрелы и ковша a = 1,8 м;

расстояние между осями рукояти и стрелы b = 2,2 м;

длина опорного контура L = 4,5 м;

ширина опорного контура S = 2,0 м;

высота подъема опорных лап h = 0,5 м;

скорость платформы $\omega_п = \omega_{п0} + \varepsilon_п t$ (t — время);

скорость стрелы $\omega_с = \omega_{с0} + \varepsilon_с t$;

замедление стрелы $\varepsilon_с = -1$ рад/с^2;

начальная скорость вращения стрелы $\omega_{с0}$ = = 1 рад/с;

замедление платформы $\varepsilon_п = -0{,}5$ рад/с^2;

начальная скорость вращения платформы $\omega_{п0}$ = 1 рад/с.

Для рассматриваемого опорного контура расчет при разных сочетаниях (комбинациях) углов подъема стрелы и поворота платформы (с приращением в 0,32°) показал, что экскаватор начнет раскачиваться при $\alpha_с$ = 38,57° и $\alpha_п$ = 37,14°, опрокидывание наступит при $\alpha_с$ = 30,6° и $\alpha_п$ = 29,14° (рис. 3).

При выполнении транспортных операций, как правило, на одном участке осуществляется разгон, на другом — замедление. Если значение координаты, соответствующей началу замедления, совпадет с расчетным значением потери устойчивости, то следует рассматривать другой опорный контур.

Необходимо найти опорный контур, при котором значения углов $\alpha_с$ и $\alpha_п$, соответствующие началу замедления платформы и стрелы, в наибольшей степени отличаются от наихудшего сочетания, полученного расчетом на устойчивость. При необходимости можно выполнить дополнительный расчет на устойчивость для определения характеристик раскачивания для текущей ситуации и окончательного выбора контура.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тюрин Я. И., Мандровский К. П.** Разработка методики оценки устойчивости колесно-шагающего экскаватора. Саарбрюккен: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. 140 с.
2. **ГОСТ Р ИСО 20474-5—2012.** Машины землеройные. Безопасность. Ч. 5. Требования к гидравлическим экскаваторам. М.: Стандартинформ, 2014.
3. **Карасев Г. Н., Степанов А. А.** Анализ устойчивости экскаватора // Строительные и дорожные машины. 1997. № 10. С. 27—32.
4. **Мандровский К. П.** Динамика и математическое моделирование движений машин при оценке устойчивости / Под ред. И. А. Коротковой. М.: ГТУМАДИ, 2012. 72 с.
5. **Rauch A.** Stability analysis of mobile boom cranes. Georgia: Georgia Institute of Technology, 2008. 103 p.
6. **Карасев Г. Н., Мандровский К. П.** Анализ устойчивости одноковшового экскаватора / Под ред. И. А. Коротковой. М.: ГТУ МАДИ, 2009. 23 с.
7. **Программный** комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем: http://www.euler.ru.
8. **Automatic** design algorithms for securing the ground contact stability of mobile cranes / D. Lee, J. Y. Park, J. Ho, S. Kim // Visualization in Engineering. 2014. N. 2 (7). P. 13.

УДК 621.73.07

Е. С. АСКАРОВ, канд. техн. наук (Казахский НИТУ им. К. И. Сатпаева, г. Алматы), e-mail: erlan57@mail.ru

Кулачково-винтовой механический пресс и его использование

Рассматривается механический кулачково-винтовой пресс оригинальной конструкции, который можно использовать при работе листогиба, в многопозиционном пресс-автомате, в прессах с переменным ходом и ручным приводом. Новый пресс имеет высокую эффективность и перспективен для внедрения в существующие производства.

Ключевые слова: механический пресс, кулачково-винтовой пресс, многопозиционный пресс-автомат, пресс-листогиб, пресс с переменной длиной хода, пресс с ручным приводом.

The mechanical cammed-screw press of original structure, which can be used at operation of a sheet-bender, in a multiple-point automated press, in variable pass length presses and in hand-driven presses, is considered. The new press has high efficiency and is perspective for implementation into existing production.

Keywords: mechanical press, cammed-screw press, multiple-point automated press, sheet-bending press, variable pass length press, hand-driven press.

В работах [1—7] рассматривается оригинальный пресс с принципиально новым кулачково-винтовым механизмом (рис. 1, *а*), позволяющим значительно улучшить параметры оборудования. Усилие P_0 пресса определяется выражением (1):

$$P_0 = \frac{M(h_1/h)}{\left(R_0 + \frac{t\mathrm{tg}\alpha\varphi_i}{360^\circ}\right)\mathrm{tg}\gamma\mathrm{tg}(\beta+\psi)} + \frac{M(h_2/h)}{\left(R_0 + \frac{t\mathrm{tg}\alpha\varphi_i}{360^\circ}\right)\mathrm{tg}(\alpha_\mathrm{A}+\psi)}. \quad (1)$$

Здесь M — крутящий момент на валу пресса, Н · м; R_0 — начальный радиус-вектор винтовой поверхности *1*, м; φ_i — угол поворота вала, град; $h_1 = L_\mathrm{p}\mathrm{tg}\beta$; $h_2 = L_\mathrm{p}\mathrm{tg}\alpha$; ψ — угол трения; t — шаг винтовой поверхности; h — полный ход ползуна *2*; α — угол конуса винтовой поверхности *1*; β — угол подъема ползуна *2*; L_p — длина части шага t, соответствующая рабочему ходу ползуна *2*;

$$\mathrm{tg}\alpha_\mathrm{A} \approx \frac{\Delta R}{2R_{i\mathrm{cp}}\pi} = \frac{t\mathrm{tg}\alpha}{2R_{i\mathrm{cp}}\pi},$$

где $R_{i\mathrm{cp}}$ — средний радиус спирали Архимеда, м; ΔR — увеличение радиуса спирали Архимеда за один оборот, м (рис. 1, *б*).

Данный пресс имеет большое усилие P_0, которое обеспечивают углы α и β винтовой поверхности *1* и ползуна *2*. Рассмотрим изменение усилия P_0, определяемого по формуле (1), в зависимости от значений углов α и β. При базовых (исходных) значениях аргументов: M = 100 Н · м, R_0 = 0,1 м, R_cp = 0,11 м получили следующие значения углов: ψ = 5,5°; φ = 180°; α = 6°; β = 6°; γ = 4°. Результаты расчета приведены в таблице. С увеличением углов α и β усилие P_0 уменьшается, но изменение угла α оказывает большее влияние (рис. 2). Большое усилие нового пресса позволяет использовать его в разном прессовом оборудовании.

Классический кривошипный пресс [8, с. 105] имеет большую высоту, так как в нем есть длинная деталь — шатун. Компоновка пресса в основном вертикальная, поэтому для него необходим цех с высоким потолком, что экономически невыгодно. Другой недостаток прессов с верхним приводом — высоко расположенный центр тяжести, что обусловливает их недостаточную устойчивость и вибрацию в период рабочего хода и при включении муфты. Для устранения этого недостатка применяют прессы с нижним расположением привода [8, с. 38], но в этом случае необходимы или индивидуальный фундамент, или наличие цокольного (нижнего) этажа.

На рис. 3 приведена несколько измененная конструкция пресса. Для уменьшения высоты пресса на ползуне *1* расположены направляющие скалки *2*, которые свободно вертикально перемещаются в верхней части корпуса *3* внутри возвратных пружин *4*. Снизу к ползуну *1* примыкают поддоны *5*. Пресс имеет меньшую высоту, что позволяет создать замкнутое пространство между поверхностями *7* и *8* цилиндра *6*, которое можно заполнить маслом и тем самым значительно улучшить условия их работы.

Дальнейшее развитие схема механического пресса получила в конструкции листогиба [9], в ко-

Номер п/п	α° и β°	P_0, Н
1	5	41999/39445
2	6	39096/39096
3	7	36617/38342
4	8	34474/37361
5	9	32598/36262
6	10	30939/35109
7	11	29461/33943
8	12	28132/32788

Примечание. В числителе приведены значения усилия P_0 для угла α, в знаменателе — для угла β.

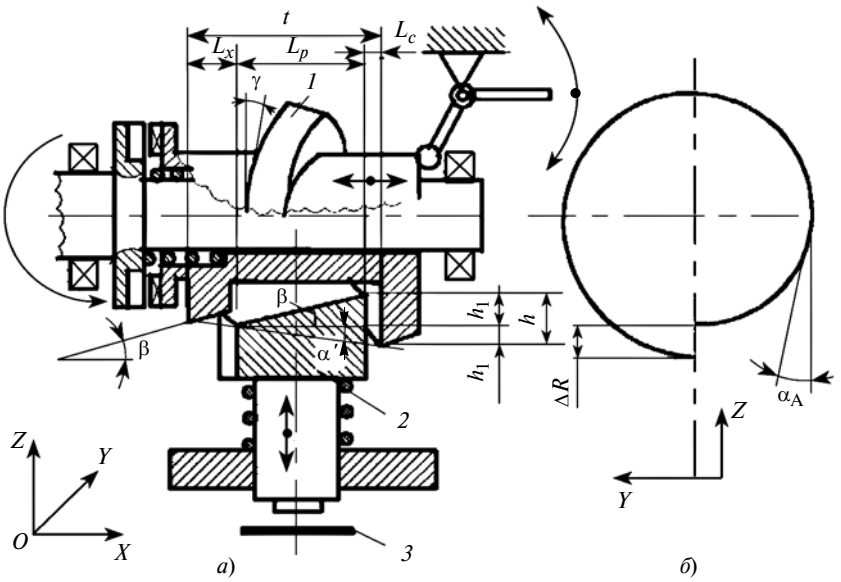


Рис. 1. Кулачково-винтовой механизм пресса (*а*) и спираль Архимеда (*б*):
1 — винтовая поверхность; *2* — ползун; *3* — заготовка

торой два одинаковых механизма работают синхронно и расположены на одном валу *1* зеркально симметрично (рис. 4). Для синхронизации вращения цилиндры соединены между собой стержнем *2*, но могут свободно перемещаться относительно друг друга в осевом направлении. Общий инструмент *3* устанавливается на два ползуна *4*, которые давят на заготовку *5*. Зеркально-симметричное расположение двух механизмов исключает горизонтальные осевые составляющие силы, возникающие на ползунах *4*, которые направлены в разные стороны и равны по величине.

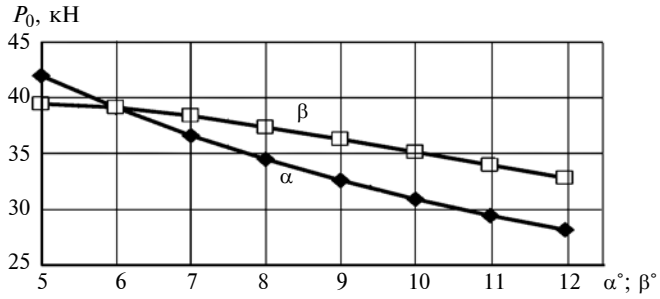


Рис. 2. Зависимости усилия P_0 пресса от углов α и β

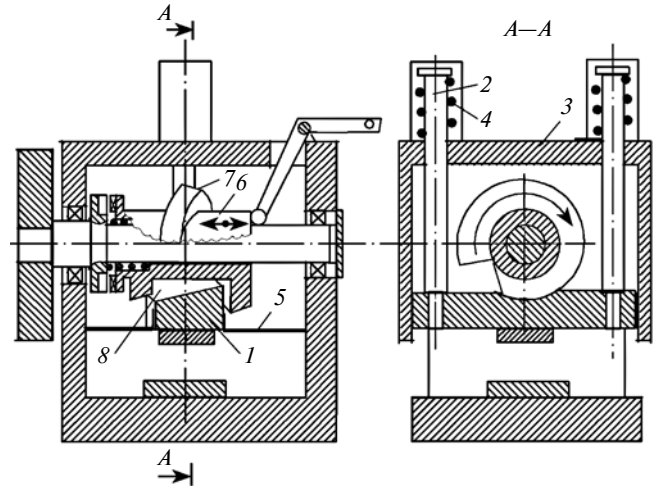


Рис. 3. Пресс с уменьшенной высотой

В машиностроении в массовом производстве широко применяют кривошипные многопозиционные пресс-автоматы, имеющие высокие производительность и надежность, но также имеющие известные недостатки: большую долю (50 %) холостого хода в цикле и низкий КПД при подходе рабочего инструмента к нижней точке хода, на что требуется дополнительный расход энергии на вращение маховика. Пресс-автомат работает без пауз, поэтому за короткое время между рабочими циклами маховик не может набрать необходимую скорость. В итоге при достаточно большой штамповой нагрузке на инструмент может наступить момент его заклинивания в нижней точке хода. Работа пресс-автомата с высокой частотой и сложные колебания шатуна пресса способствуют возникновению неуравновешенных динамических сил, которые вызывают вибрации при работе.

Для увеличения рабочего хода пресса предложены две частоты вращения рабочего вала — небольшая при рабочем ходе и большая при холостом ходе. Для этого в приводе используют специальные двухскоростные фрикционные муфты со встроенной планетарной передачей или электромагнитные муфты [8, с. 39]. Общий недостаток фрикционных муфт — быстрое изнашивание фрикционных элементов, особенно муфт ускоренного хода, которые включаются 2 раза за один двойной ход.

Отметим, что часто пресс-автомат имеет механизм — валковую подачу для дискретной подачи в рабочую зону металлической ленты. Привод валковой подачи осуществляется от вала пресса через рычажную систему. Как правило, это кривошипно-коромысловый механизм, который создает дополнительную нагрузку на вал именно в нижнем положении ползуна, т. е. в фазе возможного заклинивания.

Предлагается новая схема пресс-автомата (рис. 5), который работает следующим образом. Двигатель *1* вращает шкив *2*, который с помощью ремней *3* приводит в движение маховик *4* и вал *5*. Вместе с валом *5* вращаются цилиндры *6* с винтовыми коническими поверхностями *7*, которые воздейству-

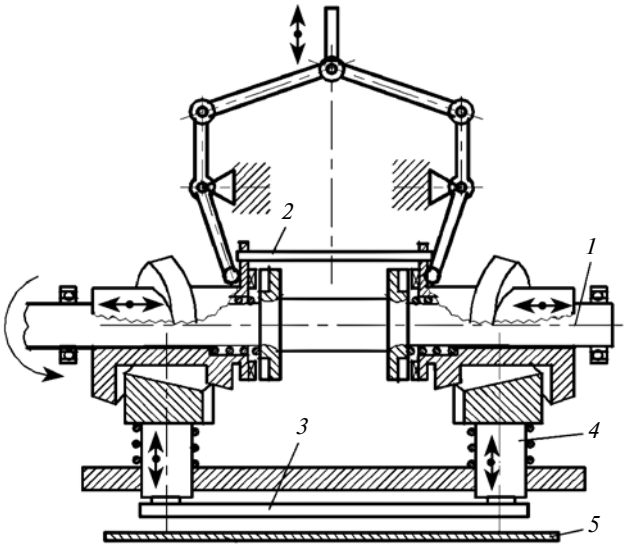


Рис. 4. Пресс-листогиб

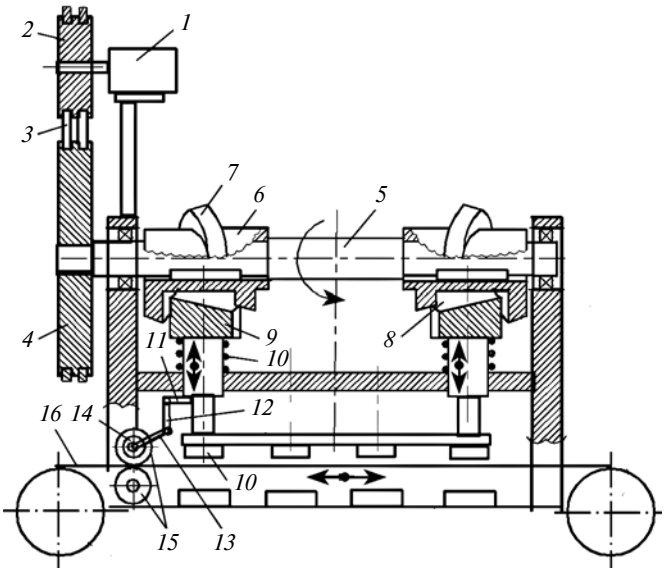


Рис. 5. Многопозиционный пресс-автомат с валковой подачей

ют на поверхности *8* ползунов *9* и сдвигают их вниз, преодолевая усилие пружин *10*. После рабочего поворота вала *5* примерно на 300÷310° поверхность *7* выходит из контакта с поверхностью *8* и ползун *9* под действием пружины *10* возвращается в верхнее исходное положение. Затем цикл повторяется.

При движении ползуна *9* вниз рычаг *11* также идет вниз и через рычаг *12* воздействует на рычаг *13*, который опускается вниз вместе с обгонной муфтой *14*. В этой фазе обгонная муфта вращается вхолостую. При движении ползуна *9* вверх рычаг *13* также движется вверх и муфта *14* переходит в рабочий режим, поворачивая верхний и нижний валки *15*, подающие ленту *16* в рабочую зону пресса. В данной схеме механизм валковой подачи присоединен к ползуну пресса. Его рабочее движение обеспечивается силой сжатой пружины *10*, которую можно регулировать. Такая компоновка намного проще крепления привода механизма валковой подачи к валу пресса.

Пресс имеет значительное усилие P_0, которое при рабочем ходе несколько уменьшается вследствие сжатия пружины *10*. Но возможность регулирования силы сжатия пружины обеспечивает ее достаточность для вывода ползуна *9* из нижнего положения.

Из формулы (1) видно, что при уменьшении угла α усилие P_0 увеличивается. При проектировании поверхности *1* (см. рис. 1) можно применить не обычный конус с постоянным углом α прямолинейной образующей к оси (рис. 6, *а*), а конус с переменным углом α, который уменьшается при приближении к большему основанию ($\alpha_1 > \alpha_2$) (рис. 6, *б*). Это позволит увеличить усилие P_0 пресса в конце рабочего хода и практически исключить возможность заклинивания.

Предлагаемый многопозиционный пресс-автомат превосходит существующий в настоящее время кривошипный пресс-автомат по всем показателям, указанным в работе [3]. Его специфические преимущества: нет паузы для раскрутки маховика между циклами; упрощено крепление привода валковой подачи; как минимум в 1,5 раза выше производительность, так как время холостого хода на ≈10÷15 % меньше времени рабочего цикла [3]. Кроме того, при необходимости в новом прессе можно увеличить усилие P_0 при подходе к нижнему положению, не нужна избыточная мощность привода, кулачково-винтовой механизм имеет меньшую динамическую неуравновешенность по сравнению с кривошипным механизмом пресс-автомата, главный вал которого вращается с большой частотой. Следовательно, снижаются вибрации.

Достаточно часто необходимо глубокое прессование изделий, длина вытяжки которых более трех-четырех диаметров. Для таких операций используют, как правило, гидравлические прессы, но они имеют небольшую производительность и работают медленно. Предлагаемая конструкция кулачково-винтового пресса с переменным ходом позволяет значительно увеличивать ход ползуна (рис. 7).

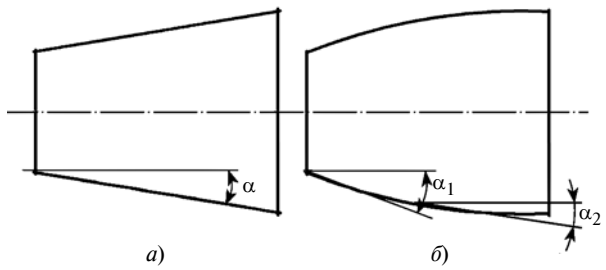


Рис. 6. Схемы конусов поверхности *3* (см. рис. 1) нового пресса

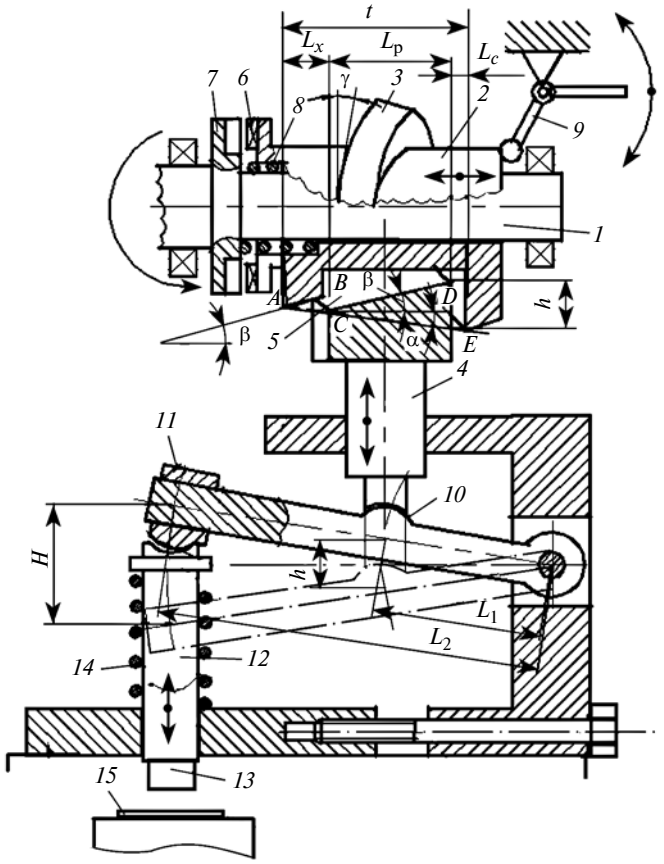


Рис. 7. Кулачково-винтовой механический пресс с увеличенным переменным ходом

Пресс работает следующим образом. Механизм поджатия *9* соединяет полумуфту *6* цилиндра *2* с полумуфтой *7*. Приводной вал *1* вращается вместе с цилиндром *2*. Образующая *AB* винтовой поверхности *3* движется вдоль оси вала *1* к поверхности *5*. При смещении на величину L_x образующая *AB* входит в контакт с образующей *CD* поверхности *5*. Между поверхностями *3* и *5* образуется площадка контакта. Давление поверхности *3* через поверхность *5* и ползун *4* передается на рычаг *10* и далее через ползун *11* на толкатель *12*, который вместе с инструментом *13* движется вниз. Инструмент вдавливается в заготовку *15*. Ползун *4* движется вниз до тех пор, пока точка *A* не совместится с точкой *D*. Образующая *AB* за это время пройдет рабочую длину $L_р$. После чего контакт поверхностей *3* и 5 разомкнется и толкатель *12* вместе с инструментом *13* под действием пружины *14* поднимется вверх в исходную позицию. Рычаг *10* и толкатель *4* также вернутся в исходное положение, после чего винтовая поверхность *3* завершит свой полный оборот. При размыкании контакта поверхностей *3* и *5* пружина *8* размыкает контакт полумуфт *7* и *6*. Цилиндр *2* останавливается, а вал *1* продолжает вращаться. Для начала нового рабочего цикла необходимо привести в действие механизм поджатия *9*.

Для расчета хода толкателя *12* примем ход ползуна *4* равным *h*. Ползун давит на рычаг *10*, который поворачивается на некоторый угол, при этом перемещение каждой точки рычага *10* по вертикали прямо пропорционально его длине *L*. Обозначив длину рычага в месте контакта с ползуном *4* как L_1, а в месте контакта с толкателем *12* как L_2, определим ход толкателя по формуле $H = h(L_2/L_1)$.

При изменении положения ползуна *11* на рычаге изменяется величина L_2, следовательно, и рабочий ход *H* толкателя с инструментом *13*. Таким способом можно значительно увеличить рабочий ход инструмента по сравнению с ходом ползуна *4*. Отметим, что при увеличении хода инструмента во столько же раз уменьшится усилие пресса.

Благодаря значительному усилию нового пресса его можно использовать как инструмент с ручным приводом (рис. 8). В корпусе *1* установлен вал *2*, на котором жестко закреплен цилиндр *3* с винтовой поверхностью *4*. Ползун *5* имеет вогнутую поверхность *6* и может вертикально перемещаться в корпусе *1*. На ползуне *5* установлена возвратная пружина *7*, а внизу на ползуне закреплен рабочий инструмент — штамп *8*. На валу *2* установлено зубчатое

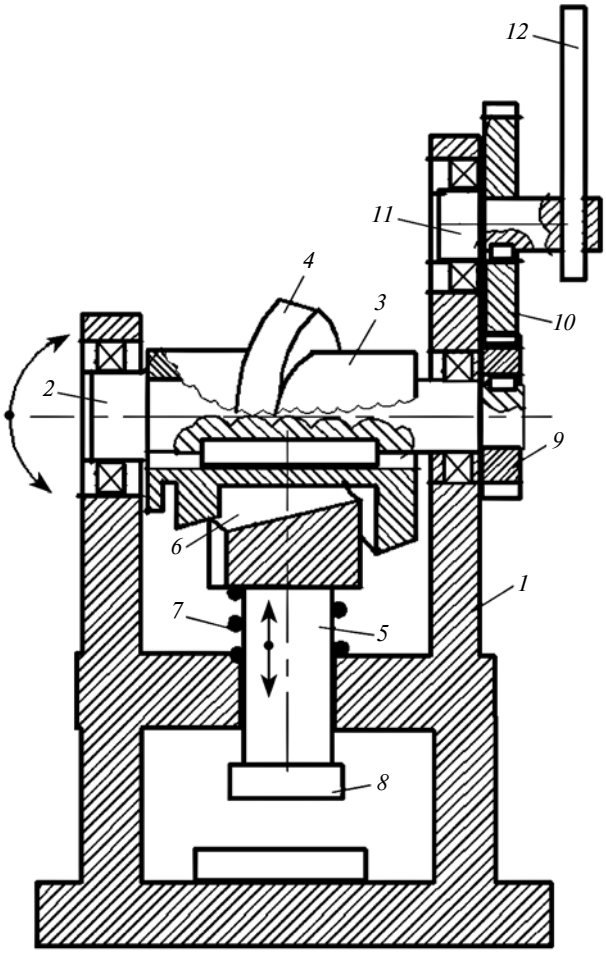


Рис. 8. Пресс с ручным приводом

колесо *9*, которое взаимодействует с зубчатым колесом *10* на валу *11*, имеющем приводную ручку *12*. Передаточное число зубчатого зацепления колес *9* и *10* составляет $u = z_9/z_{10} = 1/4$.

Пресс работает следующим образом. Обрабатываемое изделие устанавливается под штампом *8*. При повороте ручки *12* на 90° вал *2* вместе с цилиндром *3* повернется на 360°, совершится рабочий цикл, а штамп *8* переместится вертикально. Поворотом ручки *12* пресс возвращается в исходное положение, при этом сработает и возвратная пружина *7*.

Рассчитаем усилие пресса по формуле (1) с учетом того, что крутящий момент на ручке *12* составит $M = 100$ Н · м, крутящий момент на валу *2* — $M_2 = 25$ Н · м. Тогда при углах $\psi = 5{,}5°$, $\varphi = 180°$, $\gamma = 4°$, $\alpha = 6°$ и $\beta = 6°$ рабочее усилие пресса составит $P_0 = 39096/4 = 9774$ Н (см. таблицу). Если принять длину ручки *12* равной 0,7 м, усилие на конце ручки *12* составит 143 Н.

Таким образом, предлагаемый новый кулачково-винтовой пресс можно рекомендовать как весьма эффективный и перспективный для использования в различном оборудовании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аскаров Е. С.** Механический пресс на основе кулачкового механизма с увеличенным пятном контакта // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 3—11.
2. **Аскаров Е. С.** Новый кулачково-винтовой механический пресс. Исследование и анализ: Монография. Алматы: Экономика, 2016. 59 с.
3. **Аскаров Е. С.** Новый кулачково-винтовой механический пресс // Вестник машиностроения. 2015. № 4. С. 32—35.
4. **Аскаров Е. С.** Разработка, изготовление и испытание оригинальной конструкции кулачково-винтового механического пресса. Заключительный отчет № 0112РК01246. Министерство образования и науки Республики Казахстан, Казахский институт научно-технической информации. Алматы, 2014. 48 с.
5. **Пат. 2627 РК:** МПК B30B01/26. Механический пресс Аскарова.
6. **Предварительный патент 3380 РК**: МПК F16H25/08. Кулачково-винтовой механизм.
7. **New** cam and screw press-inventor Askarov E. S. https://www.youtube.com/watch?v=lJbjrj8PEBU.
8. **Живов Л. И., Овчинников А. Г., Складчиков Е. Н.** Кузнечно-штамповочное производство: Учебник для вузов / Под ред. Л. И. Живова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 560 с.
9. **Инновационный патент 30223 РК**: МПК B21D5/01. Механический листогиб.

УДК 621.874:539.375.6

Д. Н. СПИЦЫНА, канд. техн. наук, А. Н. ЮРИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: tonik0791@mail.ru

Исследование боковых сил, действующих на движущиеся мостовые краны

Показано, что причиной снижения долговечности ходовых колес мостовых кранов является износ их реборд в результате действия боковых сил при движении крана. Предложена методика оценки этих сил с помощью динамической модели, определяющей влияние положения грузовой тележки на мосту крана, монтажных углов перекоса осей ходовых колес и их взаимного направления, а также случайных отклонений подкрановых путей.

Ключевые слова: мостовой кран, боковые силы, реборды, динамическая модель, углы перекоса осей ходовых колес, отклонения подкрановых путей.

It is shown, that the reason of durability decrease of bridge cranes running wheels is wear of their beads as a result of action of lateral forces at crane movement. The methodic of assessment of these forces using dynamic model, determining influence of wagon position on crane bridge, assembly angles of twist of running wheels axes and their mutual direction, and also random deflections of crane runways, is suggested.

Keywords: bridge crane, lateral forces, beads, dynamic model, twist angles of running wheels axes, deflections of crane runways.

Боковые силы, действующие на мостовые краны при их движении с постоянной скоростью, являются причиной износа реборд ходовых колес, что снижает их долговечность. Проведенные ранее исследования показали, что уровень боковых сил определяется величинами и направлениями монтажных углов перекоса осей ходовых колес и отклонениями подкрановых путей от прямолинейности. В монографии Н. А. Лобова [1] и ряде статей, ранее опубликованных автором, оценивалось влияние углов перекоса осей ходовых колес, но подкрановые пути принимались прямолинейными и абсолютно жесткими.

Влияние неровностей подкрановых путей впервые рассматривалось в работах А. С. Липатова [2, 3], в которых на основании статистических характеристик неровностей подкрановых путей определялись средние и среднеквадратические значения боковых сил, а также приближенно оценивалась долговечность крановых колес.

В статьях [4, 5] учитывались как влияние углов перекоса, так и разные отклонения подкрановых путей от прямолинейности. Для каждого рассмотренного варианта получены графики изменения боковых сил во времени и определены их макси-

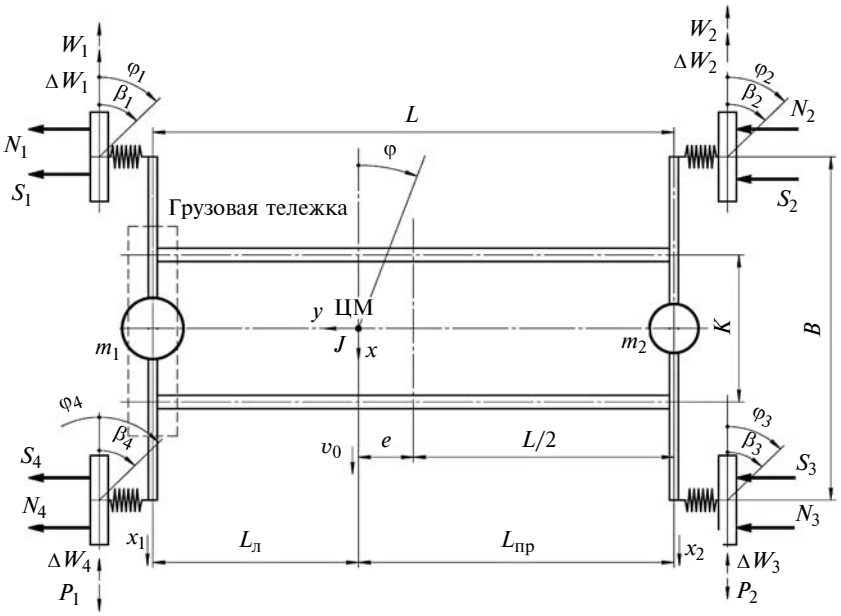


Рис. 1

мальные значения. При проведении исследований использовали разные динамические модели. Так, в работе [4] кран был представлен одномассовой динамической моделью, подобной использованной в работе [1]. Предполагалось, что грузовая тележка находится посередине пролета. В статье [5] решение той же задачи уточнялось за счет использования более полной (трехмассовой) динамической модели, учитывающей колебания концевых балок в направлении движения крана.

В данной статье боковые силы определяются при разных положениях грузовой тележки. Так как предполагается, что каждый рельсовый путь имеет свои случайные отклонения от прямолинейности, то для уточнения их влияния рассматривали три варианта положения тележки (посередине пролета и у каждой концевой балки). Для исследования двухбалочного мостового крана использовали динамическую модель, представленную на рис. 1, где m_1 и m_2 — массы, приведенные к концевым балкам.

При положении тележки у левой концевой балки массы m_1 и m_2 определяются в виде сумм:

$$m_1 = m_{к.б} + m_{м.п} + m_{г.б} + m_т;$$
$$m_2 = m_{к.б} + m_{м.п} + m_{г.б},$$

где $m_{к.б}$ — масса одной концевой балки; $m_{м.п}$ — масса механизма передвижения на рассматриваемой концевой балке; $m_{г.б}$ — масса одной главной балки; $m_т$ — масса грузовой тележки (с грузом или без него).

При положении грузовой тележки у правой концевой балки масса $m_т$ суммируется не с массой m_1, а с массой m_2. Положение центра масс (ЦМ) крана определяется из условия равенства статических моментов инерции, которое имеет вид:

$$m_1 L_л = m_2 L_{пр}, \qquad (1)$$

где $L_л$ и $L_{пр}$ — расстояния от ЦМ до левой и правой концевых балок.

На кран действуют следующие нагрузки: P_1 и P_2 — движущие силы, создаваемые электродвигателями; W_1 и W_2 — силы сопротивления передвижению крана (при отсутствии касания рельсов ребордами ходовых колес); ΔW_i — дополнительные силы трения, возникающие при касании реборды и рельса; S_i — силы упругого проскальзывания колес по рельсам; N_i — боковые силы, действующие на реборды; x_1 и x_2 — направления колебаний концевых балок; i = 1, 2, 3, 4 — номера ходовых колес крана.

Принимаем, что ЦМ крана движется в положительном направлении оси x (см. рис. 1) с постоянной скоростью v_0 и при этом смещается в направлении оси y, а сам кран поворачивается на угол φ относительно ЦМ. Ходовые колеса крана перемещаются вместе с ЦМ на величину y и относительно него в направлении оси y на величины y_i, обусловленные упругими деформациями балок моста крана. При этом каждое колесо дополнительно поворачивается на угол φ_{yi}. Оси ходовых колес имеют монтажные углы β_i перекоса. Направления сил (см. рис. 1) принимаются далее положительными. Перемещения ЦМ и ходовых колес (y и y_i) будут положительными, если совпадают с положительным направлением оси y. Все угловые перемещения (φ и φ_{yi}), а также монтажные углы β_i перекоса осей будут положительными, если происходят по часовой стрелке.

Для определения упругих перемещений необходимо вычислить податливости левой и правой частей моста относительно закрепленного ЦМ. Направления искомых податливостей показаны на рис. 2. Каждую податливость далее обозначим δ_{ij}, где i — направление искомой линейной или угловой податливости левой или правой части моста крана; j — направление единичного силового фактора, вызывающего перемещение δ_{ij}. Рассматриваемые

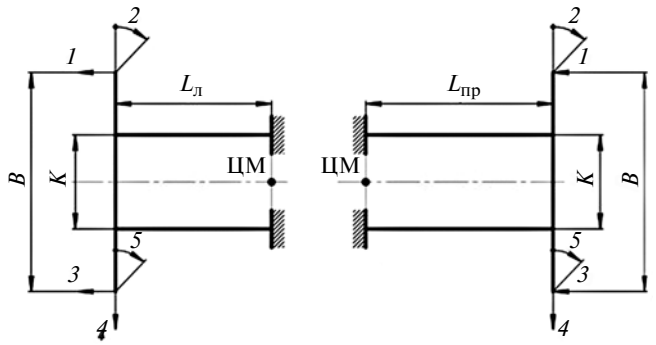


Рис. 2

рамы трижды статически неопределимы. Для определения податливостей можно использовать любую программу, основанную на методе конечных элементов, или, как в работе [5], расчет рам методом сил в матричной форме [6]. Если грузовая тележка находится у левой концевой балки, то $L_л < L_{пр}$. Необходимые зависимости для этого случая приведены далее. Если грузовая тележка находится у правой концевой балки, задача решается аналогично.

Рассчитав податливости ($\delta_{ijл}$ и $\delta_{ijпр}$) левой и правой частей моста, найдем упругие перемещения (y_i и φ_{yi}) ходовых колес. Силы, действующие на массы m_1 и m_2, определим по формулам:

$$X_1^{\Sigma} = P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1\ddot{x}_1; \quad (1)$$

$$X_2^{\Sigma} = P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_2\ddot{x}_2. \quad (2)$$

Здесь

$$\Delta W_i = \frac{f|\beta_i + \varphi|}{\mathrm{tg}\psi}|N_i| \quad (3)$$

— дополнительные силы трения, определяемые по формуле из работы [1], где f — коэффициент трения; ψ — угол наклона реборды; N_i — сила, действующая на реборду.

Тогда:

$$y_1 = (S_1 + N_1)\delta_{11л} + (S_4 + N_4)\delta_{13л} + X_1^{\Sigma}\delta_{14л};$$

$$y_2 = (S_2 + N_2)\delta_{11пр} + (S_3 + N_3)\delta_{13пр} + X_2^{\Sigma}\delta_{14пр};$$

$$y_3 = (S_3 + N_3)\delta_{33пр} + (S_2 + N_2)d_{31пр} + X_2^{\Sigma}\delta_{34пр};$$

$$y_4 = (S_4 + N_4)\delta_{33л} + (S_1 + N_1)\delta_{31л} + X_1^{\Sigma}\delta_{34л}.$$

В выражениях (1) и (2) силы P_1 и P_2, создаваемые асинхронными электродвигателями, зависят от скоростей перемещения ходовых колес крана и определяются по формулам:

$$\begin{cases} P_1 = P_{01} - B_1(v_0 - \dot{\varphi}L_л + \dot{x}_1); \\ P_2 = P_{02} - B_2(v_0 + \dot{\varphi}L_{пр} + \dot{x}_2), \end{cases} \quad (4)$$

где $P_{01} = P_{02}$ — силы, соответствующие нулевым скоростям передвижения ходовых колес; $B_1 = B_2$ — коэффициенты, учитывающие изменения скоростей передвижения.

Упругие перемещения приведенных масс m_1 и m_2 в направлении оси x определяем для левой и правой частей моста с использованием найденных податливостей $\delta_{ijл}$ и $\delta_{ijпр}$:

$$x_1 = X_1^{\Sigma}\delta_{44л} + (S_1 + N_1)\delta_{41л} + (S_4 + N_4)\delta_{43л};$$

$$x_2 = X_2^{\Sigma}\delta_{44пр} + (S_2 + N_2)\delta_{41пр} + (S_3 + N_3)\delta_{43пр}.$$

Упругие углы поворота ходовых колес определяем по формулам:

$$\begin{cases} \varphi_{y1} = (S_1 + N_1)\delta_{21л} + (S_4 + N_4)\delta_{23л} + X_1^{\Sigma}\delta_{24л}; \\ \varphi_{y2} = (S_2 + N_2)\delta_{21пр} + (S_3 + N_3)\delta_{23пр} + X_2^{\Sigma}\delta_{24пр}; \\ \varphi_{y3} = (S_3 + N_3)\delta_{53пр} + (S_2 + N_2)\delta_{51пр} + X_2^{\Sigma}\delta_{54пр}; \\ \varphi_{y4} = (S_4 + N_4)\delta_{53л} + (S_1 + N_1)\delta_{51л} + X_1^{\Sigma}\delta_{54л}. \end{cases} \quad (5)$$

Силы S_i упругого проскальзывания, как в работах [4, 5], находим в зависимости от отношения $v_{прi}/v_0$, где $v_{прi}$ — скорость поперечного проскальзывания i-го колеса в направлении оси y.

При $v_{прi}/v_0 \le 0{,}004$ получим:

$$S_i = -k_i\frac{v_{прi}}{v_0}, \quad (6)$$

где k_i — коэффициент упругого проскальзывания.

При $v_{прi}/v_0 > 0{,}004$ сила S_i становится постоянной, равной силе трения:

$$S_i = -\mu R_i, \quad (7)$$

где μ — коэффициент сцепления колеса с рельсом; R_i — вертикальное давление на i-е колесо.

Знак минус в равенствах (6) и (7) показывает, что силы S_i направлены в сторону, противоположную перемещению крана в направлении оси y.

Коэффициент k_i определяется из уравнений (6) и (7) при условии равенства сил S_i, т. е. $k_i = \mu R_i/0{,}004$. Скорости поперечного проскальзывания в уравнении (6) определяются по формулам:

$$\begin{cases} v_{прi} = \dot{y} - \dot{\varphi}\dfrac{B}{2} + \dot{y}_i - v_0(\varphi + \beta_i + \varphi_{yi}),\ i = 1, 2; \\ v_{прi} = \dot{y} + \dot{\varphi}\dfrac{B}{2} + \dot{y}_i - v_0(\varphi + \beta_i + \varphi_{yi}),\ i = 3, 4, \end{cases} \quad (8)$$

где B — база крана (см. рис. 1).

Силы N_i, действующие на реборды, зависят от полных перемещений z_i ходовых колес [4, 5], представленных в виде сумм:

$$\begin{cases} z_1 = y - \varphi\dfrac{B}{2} + y_1;\quad z_2 = y - \varphi\dfrac{B}{2} + y_2; \\ z_3 = y + \varphi\dfrac{B}{2} + y_3;\quad z_4 = y + \varphi\dfrac{B}{2} + y_4. \end{cases} \quad (9)$$

На рис. 3 приведена зависимость $N_i = f(z_i)$, которая определяется по формулам:

$$\begin{cases} N_i = -c_п(z_i - |d_{iл}|) \text{ при } z_i > |d_{iл}|; \\ N_i = c_п(-z_i - |d_{iпр}|) \text{ при } z_i < -|d_{iпр}|; \\ N_i = 0 \text{ при } -|d_{iпр}| \le z_i \le |d_{iл}|, \end{cases} \quad (10)$$

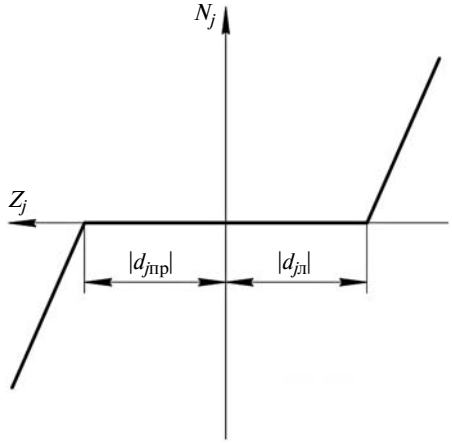


Рис. 3

где $c_{\text{п}}$ — жесткость подкранового пути; $d_{i\text{л}}$ и $d_{i\text{пр}}$ — зазоры между левой и правой ребордами i-го колеса и рельсом.

При отклонениях правого и левого подкрановых путей от прямолинейности на величину Δ_i зазоры между ребордами и рельсом становятся равными:

$$d_{i\text{пр}} = d - \Delta_i; \quad d_{i\text{л}} = d + \Delta_i, \tag{11}$$

где d — начальные зазоры, соответствующие прямолинейным путям; Δ_i — отклонения подкрановых путей в положительном направлении оси y.

Перемещения y ЦМ крана и углы φ поворота его относительно ЦМ находятся из уравнений движения, которые в соответствии с рис. 1 имеют вид:

$$\begin{cases} M\ddot{y} = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + N_1 + N_2 + N_3 + N_4; \\ J\ddot{\varphi} = X_2^{\Sigma} L_{\text{пр}} - X_1^{\Sigma} L_{\text{л}} + \\ \quad + (S_3 + S_4 - S_1 - S_2 + N_3 + N_4 - N_1 - N_2)\dfrac{B}{2}, \end{cases} \tag{12}$$

где $M = m_1 + m_2$ — масса крана; J — момент инерции крана относительно ЦМ.

Итак, для определения боковых сил S_i и N_i необходимо найти 12 скоростей и перемещений, которые образуют вектор:

$$\overline{Q}^T = \{\dot{y}, \dot{\varphi}; y; \varphi; y_1; y_2; y_3; y_4; \dot{x}_1; \dot{x}_2; x_1; x_2\}.$$

Далее обозначим: $q_1 = \dot{y}$; $q_2 = \dot{\varphi}$; $q_3 = y$; $q_4 = \varphi$; $q_5 = y_1$; $q_6 = y_2$; $q_7 = y_3$; $q_8 = y_4$; $q_9 = \dot{x}_1$; $q_{10} = \dot{x}_2$; $q_{11} = x_1$; $q_{12} = x_2$.

Приведенные выше зависимости позволяют получить систему из 12 нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\dot{\overline{Q}} = [A]\,\overline{Q} + [B], \tag{13}$$

где $[A]$ и $[B]$ — матрицы коэффициентов.

Из уравнений (12) с учетом равенств (1), (2) и (4) определим зависимости:

$$\dot{q}_1 = (S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + N_1 + N_2 + N_3 + N_4)\frac{1}{M};$$

$$\dot{q}_2 = \Big\{(P_{02} - q_2 L_{\text{пр}} B_2 - q_{10} B_2 - v_0 B_2 - W_2 - \\ - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_3 \dot{q}_{10}) L_{\text{пр}} - (P_{01} + q_2 L_{\text{л}} B_1 - \\ - q_9 B_1 - v_0 B_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \dot{q}_9) L_{\text{л}} + \\ + (S_3 + S_4 - S_1 - S_2 + N_3 + N_4 - N_1 - N_2)\frac{B}{2}\Big\}\frac{1}{J}.$$

С учетом принятых обозначений получим:

$$\dot{q}_3 = q_1; \quad \dot{q}_4 = q_2; \quad \dot{q}_{11} = q_9; \quad \dot{q}_{12} = q_{10}.$$

Необходимые функции $\dot{q}_5$, $\dot{q}_6$, $\dot{q}_7$ и $\dot{q}_8$ получим из условий:

$$\dot{q}_5 = \dot{y}_1; \quad \dot{q}_6 = \dot{y}_2; \quad \dot{q}_7 = \dot{y}_3; \quad \dot{q}_8 = \dot{y}_4.$$

При этом скорости $\dot{y}_i$ определяем по формулам (6) и (8), где упругие углы φ_{yi} поворота колес с учетом равенств (1) и (2) определяем согласно уравнениям (5). При этом для определения S_i при $v_{\text{пр}i}/v_0 \le 0{,}004$ используем зависимости (6) и (8), а при $v_{\text{пр}i}/v_0 > 0{,}004$ — условие (7).

Силы N_i, действующие на реборды, находятся в зависимости от полных перемещений z_i согласно выражениям (10).

При прямолинейных подкрановых путях зазоры $d_{i\text{л}}$ и $d_{i\text{пр}}$ принимаются одинаковыми и равными d. В случае отклонений подкрановых путей от прямолинейности (при $\Delta_i \ne 0$) зазоры $d_{i\text{л}}$ и $d_{i\text{пр}}$ находятся из зависимостей (11).

Итак, установлено, что боковые силы S_i и N_i зависят от скоростей и перемещений, определяемых вектором $\overline{Q}$, который получаем интегрированием системы дифференциальных уравнений (13). Но матрицы $[A]$ и $[B]$, входящие в систему уравнений (13), содержат неизвестные силы S_i и N_i. В связи с этим боковые силы определяем в следующем порядке.

1. Задаем вектор $\overline{Q}(0)$ начальных параметров, соответствующий времени $t = 0$.

2. По зависимостям (6) и (8) рассчитаем начальные значения силы S_i. При этом силы N_i и ΔW_i равны нулю.

3. Проводим интегрирование системы уравнений (13) на малом интервале времени $t_{\text{инт}}$.

4. По формулам (9) вычисляем полные перемещения z_i ходовых колес. Значения z_i, полученные для времени $t_{\text{инт}}$, сравниваем с зазорами $d_{i\text{л}}$ и $d_{i\text{пр}}$. Из выражений (10) определяем силы N_i. По формуле (3) вычисляем дополнительные силы ΔW_i трения.

5. По найденным значениям $\dot{q}_9 = \ddot{x}_1$ и $\dot{q}_{10} = \ddot{x}_2$ в соответствии с равенствами (1) и (2) определяем силы X_1^{Σ} и X_2^{Σ}.

6. По зависимостям (8) находим скорости поперечного проскальзывания.

7. В зависимости от величины $v_{\text{пр}i}/v_0$ по формулам (6) или (7) вычисляем силы S_i.

8. Полученные значения S_i, N_i и ΔW_i заносим в матрицы $[A]$ и $[\underline{B}]$ системы уравнений (13). Задаем новый вектор $\overline{Q}(t_{\text{инт}})$ начальных параметров и снова интегрируем систему уравнений (13) на участке от $t_{\text{инт}}$ до $2t_{\text{инт}}$.

Указанные действия повторяем с интервалом времени $t_{\text{инт}}$. Графики изменения боковых сил и перемещений выводим на печать.

В соответствии с изложенной методикой были определены боковые силы, возникающие при движении мостового крана грузоподъемностью $Q = 10$ т и пролетом $L = 22{,}5$ м с постоянной скоростью ЦМ $v = 1{,}319$ м/с. При расчетах использовали следующие основные параметры крана:

Масса M крана, т	17,5
Масса $m_{\text{т}}$ грузовой тележки, т	2,5
Пролет L крана, м	22,5
База B крана, м	4,4
Тяговые силы $P_{01} = P_{02}$ электродвигателей при неподвижном роторе, кН	27,3
Коэффициенты $B_1 = B_2$ жесткости естественных характеристик двигателей, кН·с/м	20,69
Сила, кН, сопротивления передвижению крана при положении тележки:	
посередине пролета $W_1 = W_2$	0,613
слева W_1	0,685
справа W_2	0,543

Для определения упругих перемещений ходовых колес рассчитаем линейные и угловые податливости левой и правой сторон моста относительно закрепленного ЦМ в направлениях, показанных цифрами на рис. 2. При положении грузовой тележки у левой концевой балки линейные и угловые податливости в системе СИ составили:

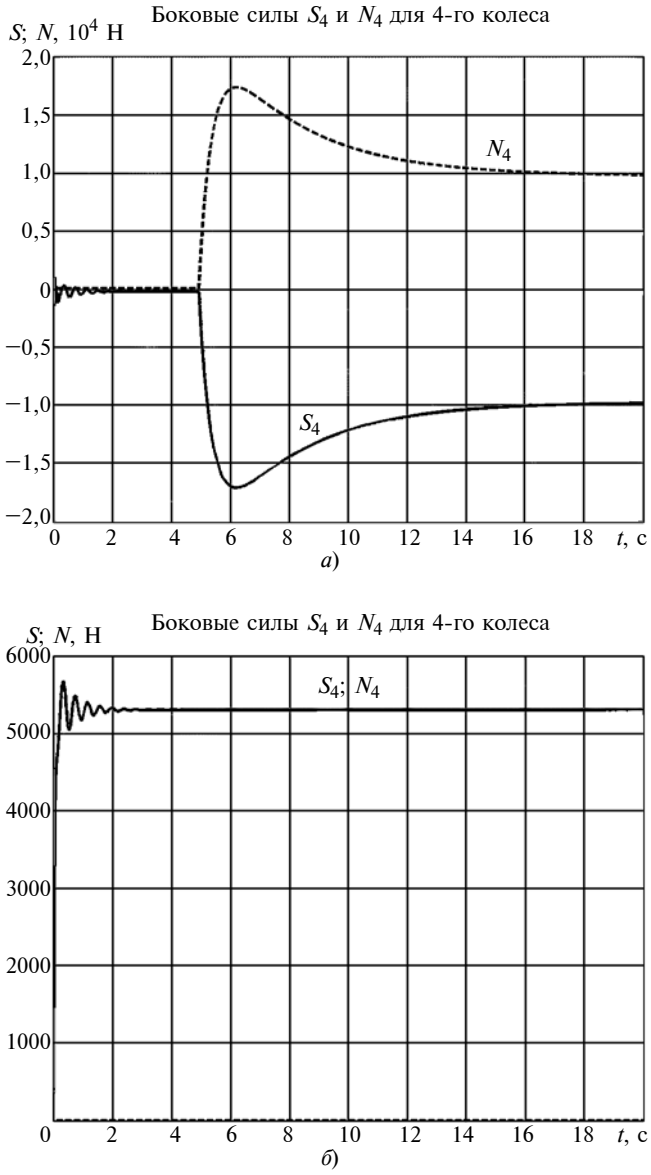


Рис. 4

$$\Delta_{\text{л}} = \begin{pmatrix} \delta_{11\text{л}} & \delta_{12\text{л}} & \delta_{13\text{л}} & \delta_{14\text{л}} & \delta_{15\text{л}} \\ \delta_{21\text{л}} & \delta_{22\text{л}} & \delta_{23\text{л}} & \delta_{24\text{л}} & \delta_{25\text{л}} \\ \delta_{31\text{л}} & \delta_{32\text{л}} & \delta_{33\text{л}} & \delta_{34\text{л}} & \delta_{35\text{л}} \\ \delta_{41\text{л}} & \delta_{42\text{л}} & \delta_{43\text{л}} & \delta_{44\text{л}} & \delta_{45\text{л}} \\ \delta_{51\text{л}} & \delta_{52\text{л}} & \delta_{53\text{л}} & \delta_{54\text{л}} & \delta_{55\text{л}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 6{,}645\cdot10^{-9} & -1{,}107\cdot10^{-8} & 3{,}685\cdot10^{-10} & 1{,}401\cdot10^{-8} & 5{,}265\cdot10^{-10} \\ -1{,}107\cdot10^{-8} & 2{,}257\cdot10^{-8} & -5{,}265\cdot10^{-10} & -2{,}002\cdot10^{-8} & -7{,}521\cdot10^{-10} \\ 3{,}685\cdot10^{-10} & -5{,}265\cdot10^{-10} & 6{,}645\cdot10^{-9} & -1{,}401\cdot10^{-8} & 1{,}107\cdot10^{-8} \\ 1{,}401\cdot10^{-8} & -2{,}002\cdot10^{-8} & -1{,}401\cdot10^{-8} & 3{,}263\cdot10^{-7} & -2{,}002\cdot10^{-8} \\ 5{,}265\cdot10^{-10} & -7{,}521\cdot10^{-10} & 1{,}107\cdot10^{-8} & -2{,}002\cdot10^{-8} & 2{,}257\cdot10^{-8} \end{pmatrix};$$

$$\Delta_{\text{пр}} = \begin{pmatrix} \delta_{11\text{пр}} & \delta_{12\text{пр}} & \delta_{13\text{пр}} & \delta_{14\text{пр}} & \delta_{15\text{пр}} \\ \delta_{21\text{пр}} & \delta_{22\text{пр}} & \delta_{23\text{пр}} & \delta_{24\text{пр}} & \delta_{25\text{пр}} \\ \delta_{31\text{пр}} & \delta_{32\text{пр}} & \delta_{33\text{пр}} & \delta_{34\text{пр}} & \delta_{35\text{пр}} \\ \delta_{41\text{пр}} & \delta_{42\text{пр}} & \delta_{43\text{пр}} & \delta_{44\text{пр}} & \delta_{45\text{пр}} \\ \delta_{51\text{пр}} & \delta_{52\text{пр}} & \delta_{53\text{пр}} & \delta_{54\text{пр}} & \delta_{55\text{пр}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 7{,}195\cdot10^{-9} & -1{,}186\cdot10^{-8} & 7{,}707\cdot10^{-10} & -1{,}936\cdot10^{-8} & 1{,}101\cdot10^{-9} \\ -1{,}186\cdot10^{-8} & 2{,}369\cdot10^{-8} & -1{,}101\cdot10^{-9} & 2{,}766\cdot10^{-8} & -1{,}573\cdot10^{-9} \\ 7{,}707\cdot10^{-10} & -1{,}101\cdot10^{-9} & 7{,}195\cdot10^{-9} & 1{,}936\cdot10^{-8} & 1{,}186\cdot10^{-8} \\ -1{,}936\cdot10^{-8} & 2{,}766\cdot10^{-8} & 1{,}936\cdot10^{-8} & 7{,}225\cdot10^{-7} & 2{,}766\cdot10^{-8} \\ 1{,}101\cdot10^{-9} & -1{,}573\cdot10^{-9} & 1{,}186\cdot10^{-8} & 2{,}766\cdot10 & 2{,}369\cdot10^{-8} \end{pmatrix}.$$

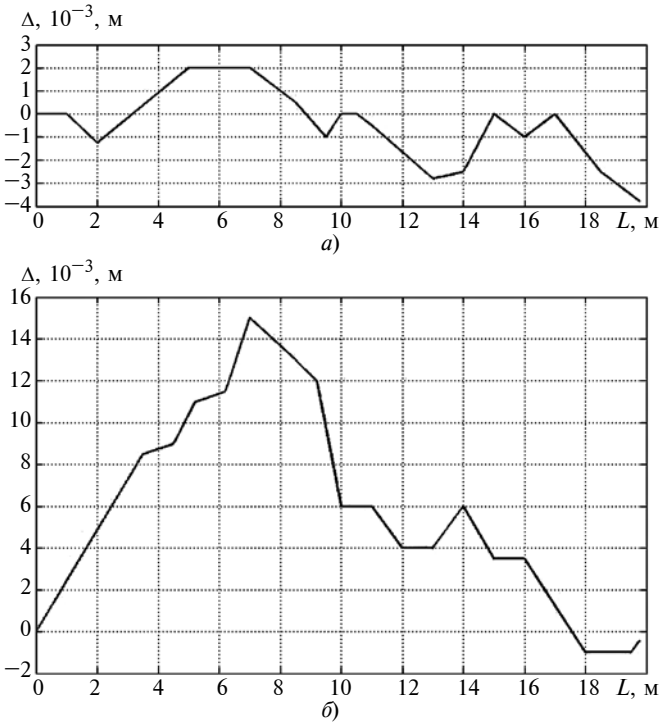


Рис. 5

Дальнейшие расчеты проводили по программе, написанной согласно приведенному порядку. Аналогично определяли перемещения и боковые силы при положении грузовой тележки у правой концевой балки.

Графики изменения во времени боковых сил S_i и N_i при прямолинейных подкрановых путях при углах перекоса $\beta_1 = \beta_2 = 0{,}001$ и $\beta_3 = \beta_4 = -0{,}001$ приведены на рис. 4, *а*, и при углах $\beta_1 = \beta_4 = 0{,}001$ и $\beta_2 = \beta_3 = -0{,}001$ — на рис. 4, *б*.

Расчеты показали, что при прямолинейных подкрановых путях боковые силы S_i и N_i практически не зависят от положения грузовой тележки, но существенно зависят от значений и направлений монтажных углов перекоса осей ходовых колес.

Для оценки влияния отклонений каждого подкранового пути от прямолинейности использовали данные работы [1], которые в виде графиков приведены на рис. 5. Так как отклонения правого и левого рельсов существенно отличаются, то далее оценивали изменение боковых сил и упругих перемещений ходовых колес относительно ЦМ при

Таблица 1

Максимальные линейные перемещения, м, крана и ходовых колес

Положение тележки	y	y_1	y_2	y_3	y_4
Пути прямолинейные					
Слева	$-1{,}05 \cdot 10^{-3}$	$-1{,}46 \cdot 10^{-5}$	$1{,}50 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}63 \cdot 10^{-5}$	$1{,}55 \cdot 10^{-5}$
Посередине	$-1{,}08 \cdot 10^{-3}$	$-1{,}68 \cdot 10^{-5}$	$1{,}64 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}83 \cdot 10^{-5}$	$1{,}84 \cdot 10^{-5}$
Справа	$-2{,}81 \cdot 10^{-3}$	$9{,}75 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}26 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}28 \cdot 10^{-4}$	$9{,}83 \cdot 10^{-5}$
Пути со случайными отклонениями					
Слева	$-2{,}13 \cdot 10^{-3}$	$-2{,}61 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}00 \cdot 10^{-4}$	$-5{,}66 \cdot 10^{-4}$	$-2{,}51 \cdot 10^{-4}$
Посередине	$-2{,}15 \cdot 10^{-3}$	$-2{,}35 \cdot 10^{-4}$	$-2{,}30 \cdot 10^{-4}$	$-5{,}23 \cdot 10^{-4}$	$-2{,}04 \cdot 10^{-4}$
Справа	$-9{,}62 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}64 \cdot 10^{-5}$	$-4{,}82 \cdot 10^{-5}$	$-4{,}06 \cdot 10^{-4}$	$1{,}62 \cdot 10^{-4}$

Таблица 2

Максимальные угловые перемещения, рад, крана и ходовых колес

Положение тележки	φ	φ_{y1}	φ_{y2}	φ_{y3}	φ_{y4}
Пути прямолинейные					
Слева	$-2{,}83 \cdot 10^{-3}$	$1{,}69 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}32 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}34 \cdot 10^{-4}$	$1{,}70 \cdot 10^{-4}$
Посередине	$-2{,}82 \cdot 10^{-3}$	$1{,}28 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}53 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}54 \cdot 10^{-4}$	$1{,}29 \cdot 10^{-4}$
Справа	$-1{,}05 \cdot 10^{-3}$	$-1{,}68 \cdot 10^{-5}$	$2{,}15 \cdot 10^{-5}$	$-2{,}32 \cdot 10^{-5}$	$1{,}85 \cdot 10^{-5}$
Пути со случайными отклонениями					
Слева	$-2{,}82 \cdot 10^{-3}$	$4{,}30 \cdot 10^{-4}$	$4{,}32 \cdot 10^{-4}$	$-9{,}16 \cdot 10^{-4}$	$-4{,}20 \cdot 10^{-4}$
Посередине	$-2{,}81 \cdot 10^{-3}$	$3{,}91 \cdot 10^{-4}$	$3{,}14 \cdot 10^{-4}$	$-7{,}42 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}63 \cdot 10^{-4}$
Справа	$-2{,}79 \cdot 10^{-3}$	$8{,}27 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}24 \cdot 10^{-4}$	$-7{,}24 \cdot 10^{-4}$	$3{,}21 \cdot 10^{-4}$

разных положениях грузовой тележки. Максимальные упругие линейные и угловые перемещения ходовых колес приведены в табл. 1 и 2. Для сравнения приведены перемещения y и φ ЦМ крана. Все данные, приведенные в табл. 1 и 2, получены для наихудшего случая монтажного перекоса осей ходовых колес: $\beta_1 = \beta_2 = 0{,}001$ и $\beta_3 = \beta_4 = -0{,}001$. Изменение максимальных значений боковых сил в зависимости от положения грузовой тележки для разных подкрановых рельсов можно оценить по расчетным данным, приведенным в табл. 3.

Также практически одинаковыми получились графики изменения сил S_i и N_i при разных положениях грузовой тележки. В качестве примера на рис. 6 приведены графики изменения боковых сил при положении тележки у правой концевой балки. Установлено, что при изменении положения тележки упругие линейные и угловые перемещения (y_i и φ_{yi}) изменяются, но остаются существенно меньше перемещений y и φ ЦМ. В связи с этим полные перемещения z_i, определяющие силы N_i, и суммы скоростей $(\dot{y} + \dot{y}_i)$, входящие в зависимости S_i, практически не изменяются. В результате этого независимо от наличия каких-либо отклонений подкрановых путей от прямолинейности положение грузовой тележки мало влияет на изменение боковых сил.

Чтобы оценить корректность результатов расчетов, полученных на основании принятой в данной работе динамической модели крана, провели дополнительное сравнение максимальных боковых сил, полученных с помощью трехмассовой (см. работу [5]) и двухмассовой моделей. Поскольку в работе [5] рассматривали углы перекоса осей ходовых колес $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0{,}001$, то сравнение проводили при таких же углах для прямолинейных путей и расположения тележки посередине пролета. Расчеты, выполненные с помощью двух указанных выше динамических моделей, дали сопоставимые результаты:

для трехмассовой модели $S_{\max} = 4916H$, $N_{\max} = -4916H$;

для двухмассовой модели $S_{\max} = 4938H$, $N_{\max} = -5192H$.

Таким образом, установлено:

боковые силы, действующие на ходовые колеса мостовых кранов, практически не зависят от положения грузовой тележки;

наибольшее влияние на боковые силы оказывают значения и направления монтажных углов перекоса осей ходовых колес;

боковые силы существенно зависят от наличия отклонений подкрановых путей от прямолинейности.

Таблица 3

Максимальные боковые силы, Н

Положение тележки	Пути прямолинейные		Пути со случайными отклонениями	
	$S_{\max}$	$N_{\max}$	$S_{\max}$	$N_{\max}$
Слева	−17349	17728	−19665	40319
Посередине	−17323	17602	−19665	39995
Справа	−17263	17508	−19665	39696

Боковые силы S_4 и N_4 для 4-го колеса

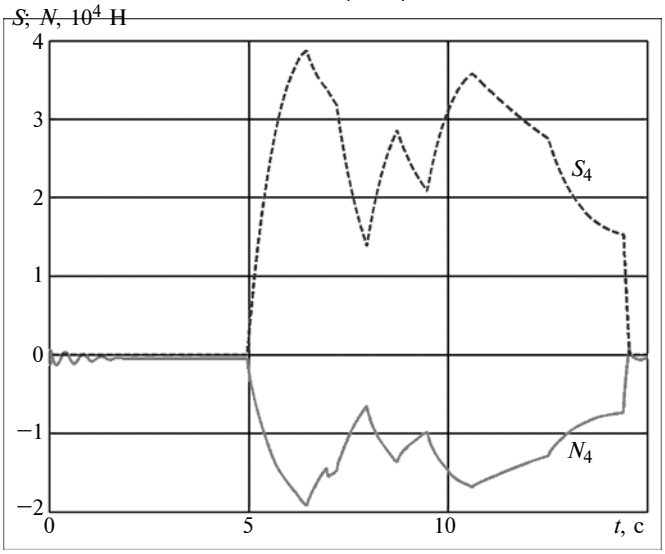


Рис. 6

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лобов Н. А.** Динамика передвижения кранов по рельсовому пути. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 232 с.

2. **Липатов А. С.** Исследование случайных нагрузок на реборды колес мостовых кранов: / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1967.

3. **Липатов А. С.** О подходе к оценке погрешностей установки крановых ходовых колес // Подъемные сооружения. Специальная техника. 2002. № 212. С. 5—7.

4. **Спицына Д. Н., Юрин А. Н.** Влияние неточности укладки подкрановых путей на уровень нагрузок, действующих на мостовые краны // Известия вузов. Машиностроение. 2013. № 8. С. 20—29.

5. **Спицына Д. Н., Юрин А. Н.** К вопросу определения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 2. С. 3—13.

6. **Спицына Д. Н.** Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. М.: Высшая школа, 1977. 248 с.

УДК 625.089.23 + 625.752.1

В. И. БАЛОВНЕВ, д-р техн. наук, Н. Д. СЕЛИВЕРСТОВ, канд. техн. наук (МАДИ),
Р. Г. ДАНИЛОВ, канд. техн. наук (ФГУП "НАМИ"), e-mail: vibalovnev@mail.ru

Исследование работы фрезы рыхлительно-смесительного агрегата ресайклера

Рассматривается работа фрезы ресайклера, выполняющей за один оборот две операции — рыхление снимаемого материала и смешивание полученного гранулятора с активирующими смесями. Оптимальные параметры фрезы определяются методом анализа четвертой координаты рабочего процесса (его продолжительности).

Ключевые слова: фреза, ресайклер, время цикла, четвертая координата, оптимальная масса, рабочий процесс, крутящий момент, мощность.

The operation of a recycler mill, performing two operations at one turn — ripping of the removed material and mixing of the obtained granulator with activating mixtures, is considered. The optimal mill parameters are determined by method of analysis of the fourth coordinate of an operational process (its duration).

Keywords: mill, recycler, cycle time, fourth coordinate, optimal mass, operating process, torque moment, power.

Применение техники с оптимальными параметрами — это существенный резерв интенсификации работ по ремонту и восстановлению автомобильных дорог, так как потребителю нужны машины, работающие в конкретных условиях эксплуатации с наибольшим эффектом. Методы определения и выбора оптимальных параметров машин в зависимости от условий работы основываются на анализе показателей, объективно оценивающих полученное решение.

Четвертая координата (продолжительность) рабочего цикла машины — отношение математических моделей работы сил сопротивления к мощности, необходимой для реализации работы, является обобщающим показателем эффективности машины [1]. Обобщающая модель есть система моделей сил сопротивлений, тяговых усилий, развиваемых движителем, и энергетических соотношений. Авторами предложен алгоритм определения оптимальных параметров инновационных технических устройств методом анализа математической модели четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла устройства [1—8]. Фреза ресайклера отделяет изношенный слой материала дорожного покрытия, гранулирует и предварительно смешивает его со стабилизирующими добавками. Далее материал обрабатывается по принятой технологии ресайклинга.

Рыхление материала зубом фрезы и смешивание отделенного материала со стабилизирующими добавками — основная рабочая операция технологии ресайклинга. Расчет сопротивлений рыхлению и смешиванию — важный этап проектирования фрезерного рабочего органа. Определение сопротивлений рыхлению фрезой, основанное на известных зависимостях расчета сил сопротивлений резанию грунтов, встречает трудности. Для расчета необходимы эмпирические коэффициенты, которые для зубьев фрезы практически отсутствуют. Фреза — основной и наиболее энергоемкий рабочий орган ресайклера, который отделяет материал от покрытия, разрыхляет, измельчает и гомогенизирует его. Схема работы фрезы приведена на рисунке. Методика определения силовых и энергетических параметров фрезы в зависимости от условий эксплуатации рассматривает ее как агрегат с отдельным приводом.

Фреза ресайклера выполняет практически две разные технологические операции, т. е. это рабочий орган совмещенного действия. Существующие методы расчета дорожных фрез ресайклера не учитывают ряд особенностей совмещенной работы.

Процессы рыхления, отделения и диспергирования материала ремонтируемого участка дороги требуют наличия на валу фрезы большого крутящего момента, необходимого для преодоления значительных сопротивлений рыхлению, и эффективно протекают при малых рабочих скоростях. Процесс смешивания диспергированного материала с вяжущими и стабилизирующими веществами, наоборот, не требует значительных крутящих моментов и эффективно протекает при больших рабочих скоростях. Это обстоятельство в существующих методах расчета практически не принимается во внимание, что приводит к существенным погрешностям. Необходимы методы оптимизации технических параметров процесса и режимов работы. Использование фрез с оптимальными параметрами позволяет сократить затраты на дорожные ремонтно-восстановительные работы.

Операции фрезерования и смешивания осуществляются практически последовательно-параллельно. Согласно схеме (см. рисунок) вначале материал отделяется от массива (рыхление, фрезерование), а затем смешивается с вяжущими добавками. Параметры машины и рабочего органа необходимо оптимизировать для такого выполнения операций. Сопротивление зуба фрезы рыхлению определяется методом анализа моделей реологического напряженного состояния разрушаемого

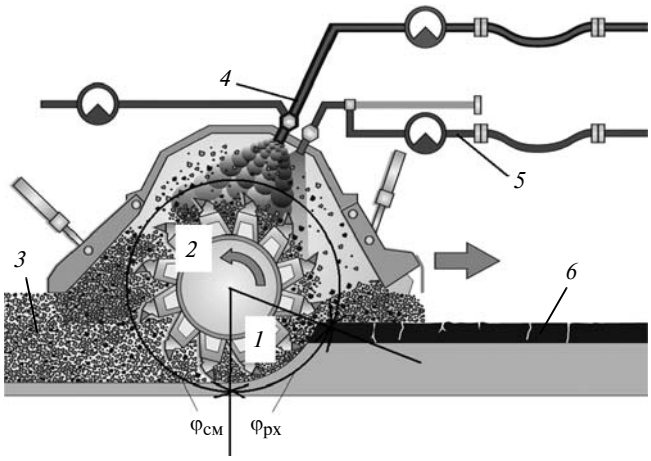


Схема работы фрезы ресайклера при совмещении операций рыхления и смешивания разрыхленного материала:

1 и *2* — зоны активного соответственно рыхления и смешивания; *3* — новая смесь; *4* — добавка вяжущих веществ; *5* — добавка воды; *6* — поврежденный асфальтобетонный слой или неукрепленный слой основания

материала в зоне контакта с зубом. Материал представляется в виде моделей вязкой, упругой, пластичной или другой среды, взаимодействующей с рабочим инструментом [1, 2]. Зуб фрезы ресайклера имеет конусообразную форму.

Фреза выполняет две операции — рыхление (отделение от массива) и смешивание полученного гранулята с вяжущими добавками. Структурная модель четвертой координаты процесса работы фрезы определяется выражением

$$t_ц = t_{рх} + t_{см},$$

где $t_{рх}$ и $t_{см}$ — продолжительности операций соответственно рыхления и смешивания гранулята с вяжущими добавками, с (операции протекают совмещенно).

Математические модели четвертой координаты (продолжительности) отдельных операций определяются отношениями:

$$t_{рх} = A_{рх}/N_{рх};$$

$$t_{см} = A_{см}/N_{см},$$

где $A_{рх}$, $A_{см}$ и $N_{рх}$, $N_{см}$ — математические модели соответственно работы сил сопротивления рыхлению и смешиванию и мощности машины для их выполнения.

Четвертая координата операций рыхления материала и его смешивания со стабилизатором определяется через крутящий момент на валу фрезы:

продолжительность рыхления:

$$t_{рх} = \frac{N_ф h_р k_φ n_з}{M_ф ω_ф^2 D_ф} \text{ или } t_{рх} = \frac{N_ф φ_р}{M_ф ω_ф^2};$$

продолжительность смешивания:

$$t_{см} = M_{см} φ_{см} f_т/(N η).$$

Четвертая координата совмещенного рабочего цикла (рыхление и смешивание) фрезы в упрощенном варианте расчета определяется выражением:

$$t_ц = \frac{N_ф φ_р}{M_ф ω_ф^2} + \frac{M_ф φ_{см} f_т}{N_ф η}.$$

Оптимальный крутящий момент на валу фрезы на основании отношения $dt_ц/dM_ф = 0$ определяется выражением

$$M_{ф.опт} = \left(\frac{N_ф^2 φ_р η}{ω_ф^2 φ_{см} f_т}\right)^{1/2}.$$

В формулах: $M_ф$ — крутящий момент на валу фрезы, Н · м; $ω_ф$ — окружная скорость фрезы, 1/с; $φ_р \le 0{,}5π$ — угол рыхления, рад; η — КПД трансмиссии привода фрезы; $N_ф$ — мощность привода фрезы, Вт; $D_ф$ — диаметр фрезы, м; $h_р$ — толщина фрезеруемого слоя, м; $f_т$ — коэффициент сопротивления — трения зуба о материал; $n_з$ — число зубьев, участвующих в рыхлении; $k_φ = 2/\sin φ_р$; $φ_{см} = 2π$ — угол, определяющий область смешивания, рад.

Приведенные формулы позволяют определить мощность, момент на фрезе и установить влияние затупления зуба на работу фрезы. В упрощенном варианте величины определяются по формулам:

мощность, Вт, привода фрезы:

$$N_ф = M_ф\left(\frac{ω_ф^2 f_т φ_{см}}{φ_р η}\right)^{1/2};$$

минимальная продолжительность одного оборота фрезы за рабочий цикл:

$$t_{ц.min} = \frac{2}{ω_ф}\left(\frac{φ_ф φ_{см} f_т}{η}\right)^{1/2}.$$

Влияние затупления зуба на работу фрезы можно приближенно определить по формуле

$$M_{ф.опт} = k_{зт}\left(\frac{N_ф^2 φ_р η}{ω_ф^2 φ_{см} f_т}\right)^{1/2}.$$

Здесь $k_{зт} = (1 + a/h_з)$ — коэффициент увеличения момента сопротивления на валу фрезы за счет затупления зуба, где $h_з$ — величина заострения зуба, м; a — затупление зуба по длине, м ($0 \le a \le d_з$); $d_з$ — диаметр основания зуба, м.

Таким образом, при определении параметров и режимов работы фрезы и ее размеров необходимо принимать во внимание рассмотренные положения.

Производительность фрезы ресайклера с оптимальными параметрами $M_{опт}$ и $N_{опт}$ будет максимальной только при определенных условиях эксплуатации и режимах работы. При других условиях эффективность будет ниже.

Методику можно использовать на этапах выбора машины и определения исходных основных ра-

УДК 621.891

А. Н. БОЛОТОВ, д-р техн. наук, В. В. НОВИКОВ, О. О. НОВИКОВА, кандидаты технических наук (Тверской ГТУ), e-mail: alnikbltov@rambler.ru

Полиэтилсилоксановые магнитные нанодисперсные масла для узлов трения

Исследованы свойства магнитных смазочных масел (МСМ) на основе полиэтилсилоксановых жидкостей. Рассмотрены особенности физико-химических и трибологических свойств полиэтилсилоксановых МСМ при разных условиях трения, влияние на процесс трения ряда противоизносных присадок.

Ключевые слова: магнитные смазочные масла, магнитожидкостные трибологические узлы, трение, изнашивание.

The properties of magnetic lubricating oils (MLO) are studied basing on polyethyl-siloxane liquids. The features of physical, chemical and tribological properties of polyethyl-siloxane MLO at various conditions of friction, influence a number of anti-wear additives on friction process are considered.

Keywords: magnetic lubricating oils, magnetic-liquid tribological units, friction, wear.

Создание новых машин и механизмов для высокотехнологичных областей промышленности невозможно без трибологических узлов, способных эффективно работать в различных условиях. Практически во всех трибологических узлах используют твердые, жидкие или пластичные смазочные материалы. Однако часто применение традиционных смазочных материалов не позволяет достичь высоких эксплуатационных характеристик.

В ряде случаев триботехнические задачи удается решить применением новых магнитожидкостных узлов трения [1, 2] — подшипников скольжения и качения, зубчатых передач, уплотнений и т. д., конструкции которых хорошо проработаны и апробированы. В магнитожидкостных трибологических узлах ипользуют магнитные смазочные материалы, которые поступают в зону трения и удерживаются там с помощью стационарных неоднородных магнитных полей, что исключает применение специальных устройств для восполнения потерь масла и создание абсолютной герметизации, при этом не требуется большого объема масла. Кроме того, термомагнитная конвекция в магнитном материале позволяет эффективно отводить от зоны контакта избыточную теплоту, генерируемую узлом трения.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

циональных технических параметров ресайклера (крутящего момента, сил, мощности, энергонасыщенности и др.) и показателей эффективности (производительности, материалоемкости, энергоемкости, себестоимости единицы продукции и др.) в зависимости от условий эксплуатации и свойств перерабатываемого материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Баловнев В. И.** Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: Учеб. пос. М.: Техполиграфцентр, 2014. 392 с.
2. **Баловнев В. И.** Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1994. 432 с.
3. **Баловнев В. И., Селиверстов Н. Д.** Исследование систем ресайклера на стендах физического масштабного моделирования // Ремонт, восстановление, модернизация. 2016. № 1. С. 45—48.
4. **Баловнев В. И., Селиверстов Н. Д.** Обеспечение эффективной работы системы фрезерно-смесительного и уплотнительного агрегатов ресайклеров // Ремонт, восстановление, модернизация. 2015. № 9. С. 17—22.
5. **Баловнев В. И., Селиверстов Н. Д.** Определение параметров фрезерно-гранулирующего смесительного агрегата ресайклера // Механизация строительства. 2015. № 2. С. 16—19.
6. **Баловнев В. И., Данилов Р. Г., Селиверстов Н. Д.** Анализ параметров и режимов работы основных систем ресайклера // Строительные и дорожные машины. 2014. № 10. С. 45—48.
7. **Баловнев В. И., Данилов Р. Г., Селиверстов Н. Д.** Исследование работы агрегатов ресайклера методом физического масштабного моделирования // Известия вузов. Машиностроение. 2016. № 8. С. 45—50.
8. **Селиверстов Н. Д.** Износ режущих элементов дорожных фрез // Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. № 11. С. 44—48.

Первоначально в магнитожидкостных трибологических узлах предполагалось применение традиционных магнитных масел, но их смазочные свойства оказались низкими, что нивелирует преимущества данных узлов трения. Поэтому стала очевидной необходимость в создании специальных магнитных масел с высокими смазочными свойствами и специфическими физико-химическими характеристиками.

Цель данного исследования — разработка магнитных смазочных масел с высокими магнитными и трибологическими характеристиками, обладающих низкой испаряемостью и способных функционировать в широком диапазоне температур.

Методы и средства изучения трибологических и физико-химических свойств магнитных масел

Смазочные свойства магнитных масел при высоких контактных давлениях исследовали на трехшариковой машине трения МТШ-М. Для удержания магнитного масла на дорожке трения в оправку между шарами установлены цилиндрические магниты, обращенные полярной поверхностью к плоскости контртела. Магнитное масло собирается и удерживается неоднородным полем около полюса магнита. При вращении шаров масло увлекается магнитом и смазывает дорожку трения. Непрерывно фиксировали момент трения. Износ определяли через каждые 20 мин по диаметру пятна износа на поверхности шаров. В эксперименте использовали шаровые образцы диаметром 8 мм из стали ШХ-15. Цилиндрическое контртело изготовляли из стали ШХ-15, его поверхность трения полировали до параметра шероховатости Ra = 0,25÷0,35 мкм. Испытания проводили при скорости скольжения v = 0,24 м/с и начальном контактном давлении p = 1,25 ГПа.

Трибологические испытания магнитных масел в диапазоне средних давлений выполняли по схеме диск—палец на машине трения МТП. Приведенные ниже эксплуатационные показатели масел получены при v = 0,32 м/с и p = 4,2 МПа. Исследовали пару трения "сталь Ст.3 — бронза ОСЦ5-5-5". Магнитное масло объемом 1÷3 см^3 наносили на диск. Под действием магнитных сил масло удерживается на дорожке трения в виде половины тора. Интенсивность линейного износа определяли по суммарному износу контактирующих элементов.

Реологические свойства магнитных масел определяли с помощью вискозиметра без наложения магнитного поля [3]. Для оценки коррозионных свойств масел при циклических механических напряжениях использовали специальный прибор [3]; намагниченность масел измеряли магнитометром [4].

Синтез магнитных масел

Выбор дисперсионной среды. Исходя из требований к магнитным маслам для узлов трения, дисперсионная среда, которая составляет до 80 % по объему, должна обладать следующими характеристиками: низкой испаряемостью; оптимальными вязкостно-температурными свойствами; хорошими смазочными свойствами при граничном трении; высокой устойчивостью к окислению в присутствии мелкодисперсного магнетита; стабильностью магнитных и реологических свойств.

Такими свойствами обладают некоторые марки кремнийорганических жидкостей. Были изучены фрикционные характеристики олигомеров разной структуры, представляющих основные группы кремнийорганических жидкостей: олигодиметилсилоксаны (ПМС-100), олигодиэтилсилоксаны (полиэтилсилоксан) (ПЭС-5), олигометилтиенилсилоксаны (ФМ-6), олигометилтиенилсилоксаны (ПМТС-5), олигометилфторорганосилоксаны (ФС-56). Все указанные жидкости работоспособны в широком диапазоне температур, имеют низкую испаряемость и не вызывают коррозию конструкционных материалов.

Результаты трибологических испытаний рассматриваемых жидкостей сведены в табл. 1.

Жидкость ПЭС-5 хорошо защищает поверхности от изнашивания при высоких контактных нагрузках в условиях граничного трения. Предполагается, что в результате разложения полиэтилсилоксана при тяжелых режимах трения на поверхности формируются защитные пленки из кремния и оксидов кремния [5].

Низкий коэффициент f трения наблюдался при испытаниях с жидкостью ПМТС-5. Резкое снижение коэффициента f трения сразу после начала испытаний обусловлено химическими процессами в зоне трибоконтакта — реакция на поверхнос-

Таблица 1

Эксплуатационные показатели дисперсионных сред магнитных масел

Смазочный материал	Пальчиковая машина трения МТП		Шариковая машина трения МТШ-М	
	f	I_h, 10^9	f	d, мм
ПМС-100р	—	—	0,25	0,89
ПЭС-5	0,12	9,0	0,21	0,69
ФМ-6	0,15	5,9	0,30	1,20
ПМТС-5	0,18	25,0	0,22	0,60
ФС-56	—	—	0,13	0,42
ВМ-4	0,16	15,4	0,13	0,42

Примечание. f — коэффициент трения; I_h — интенсивность линейного износа; d — диаметр пятна износа.

ти серы олигосилоксана с металлом и образование сульфидных слоев, обладающих противозадирными свойствами.

Высокое смазочное свойство характерно для фторсодержащих соединений (ФС-56), имеющих хорошие противоизносные и фрикционные характеристики, что обусловлено высокой энергией адсорбции олигометилфторсилоксанов на поверхности металлов и образованием прочных фторсодержащих соединений.

В табл. 1 приведены также результаты испытаний углеводородного вакуумного масла ВМ-4. Сравним его смазочную способность со свойствами синтетических жидкостей. Почти все олигосилоксаны, кроме ФС-56, уступают по фрикционным показателям углеводородному маслу при высоких контактных давлениях, однако при умеренных давлениях их свойства не хуже и даже превосходят трибологические характеристики масла ВМ-4.

Таким образом, при создании магнитных смазочных материалов для трибологических сопряжений, работающих в режиме граничной смазки при высоких контактных давлениях, в качестве дисперсионных сред целесообразно использовать синтетические жидкости ПЭС-5 и ФС-55, смазочные свойства которых можно значительно улучшить специальными присадками, не ухудшая основные физико-химические показатели. Недостатком жидкости ФС-56 является ограниченная растворимость углеводородных поверхностно-активные вещества (ПАВ) — стабилизаторов и присадок. Большинство чистых кремнийорганических жидкостей, включая ПЭС-5, не подходят для эластогидродинамического материала из-за низкого пьезокоэффициента вязкости и (или) высокого давления стеклования.

На основании анализа физико-химических свойств и фрикционных испытаний в качестве основы магнитных масел была выбрана синтетическая кремнийорганическая жидкость ПЭС-5, обладающая малой испаряемостью, хорошей реологией при низких и высоких температурах и удовлетворительными смазочными свойствами.

Дисперсная магнитная фаза. Для синтеза магнитных масел использовали высокодисперсный магнетит, полученный химической конденсацией [7]. Частицы магнетита имели размеры от 5 до 17 нм; намагниченность насыщения составляла около 430 кА/м. Поверхность частиц обладала хорошей адсорбционной способностью, что важно для обеспечения их коллоидной стабилизации. В некоторых магнитных маслах на основе полиэтилсилоксана применяют дисперсные частицы из карбонильного железа, полученные термическим разложением пентакарбонила железа $Fe(CO)_5$ в жидкости-носителе, с разным содержанием ПАВ. Средний размер железных магнитных частиц составлял ≈ 5 нм, намагниченность насыщения полученных масел 20÷40 кА/м. Микротвердость частиц магнетита около 5 ГПа, микротвердость частиц карбонильного железа примерно на порядок меньше [6]. Дисперсные частицы и образованные из них агломераты размерами до 10^{-6} м, находящиеся в масле, при тяжелых режимах трения могут разрушать поверхности в результате микрорезания и многоциклового пластического передеформирования. Поэтому для снижения абразивного воздействия при граничном смазывании следует для пары трения выбирать материалы с твердостью в 1,3÷1,6 раза выше твердости дисперсных частиц.

Выбор ПАВ-стабилизатора. Для стабилизации коллоидных частиц применяют ПАВ, которые адсорбируются на поверхности магнетита и предотвращают агломерацию магнитных частиц, а также обеспечивают седиментационную стабильность коллоида в гравитационных и магнитных полях. Некоторые общие рекомендации по выбору ПАВ-стабилизатора приведены в работе [7].

При создании магнитных смазочных материалов для стабилизации магнитного коллоида ПАВ-стабилизатор должен отвечать следующим требованиям. Во-первых, растворенное в дисперсионной среде магнитного масла ПАВ не должно снижать смазочные свойства масла. Во-вторых, адсорбционные оболочки должны быть устойчивы к термомеханическим воздействиям в зоне трибоконтакта.

Выбор ПАВ-стабилизатора основывался на диэлектрическом критериальном параметре, предложенном и экспериментально обоснованном в работе [8], в соответствии с которым диэлектрическая проницаемость дисперсионной среды должна незначительно отличаться от аналогичного показателя ПАВ-стабилизатора. В противном случае десорбция молекул ПАВ с магнитными частицами снизит качество защитных адсорбционных слоев и коллоидную устойчивость.

Традиционно [7] для стабилизации кремнийорганических магнитных жидкостей и масел с дисперсным магнетитом используют олеиновую кислоту. Полученные магнитные масла имеют хорошую коллоидную устойчивость и намагниченность насыщения до 30 кА/м.

Исследования магнитных масел показали [9], что их трибологические свойства могут быть очень чувствительны к избыточному содержанию в дисперсионной среде масла ПАВ-стабилизатора коллоидной структуры. Стабилизатор активирует коррозионно-механическое изнашивание трущихся поверхностей, причем особенно поверхностей из металлических сплавов. В этом случае при получении магнитных масел включают дополнительную операцию — очистку дисперсионной среды от неадсорбированного стабилизатора.

Поэтому, если предполагается использовать магнитное масло на основе ПЭС-5 в качестве смазочного материала, то необходимо технологическими методами исключить растворенную в дисперсионной среде жирную кислоту. В противном случае содержание даже менее 1 % свободной олеиновой кислоты в магнитном масле на основе ПЭС-5 в 1,5÷2 раза повысит износ контактирующих поверхностей вследствие внутреннего эффекта Ребиндера и коррозии (табл. 2). Также недостатком жирных кислот является сильное экранирование поверхности, что снижает эффективность других присадок.

Для стабилизации магнитных масел на основе полиэтилсилоксанов с магнитными наночастицами карбонильного железа целесообразно использовать хлорфенилсилоксан ХС-2-1. Химическая адсорбция молекул жидкости ХС-2-1 происходит непосредственно во время синтеза магнитных частиц при температуре 200 °С на их каталитически активной поверхности. Стабилизатор ХС-2-1, растворенный в ПЭС-5, повышает трибологические свойства смазочной композиции (см. табл. 2) — процесс трение становится более плавным, коэффициент трения и интенсивность изнашивания снижаются во всем диапазоне нагрузок.

Были получены опытные партии магнитных смазочных масел, в которых для повышения термической устойчивости и снижения низкотемпературной вязкости жидкости в качестве стабилизатора использовали кремнийорганические триметилсилиллированные этилсиликаты с содержанием в олигомере до 20 % остаточных гидроксильных и этоксильных групп при кремнии (олигомеры МКС-2-0) [10]. Олигомер МКС-2-0 хорошо растворяется в несущей жидкости магнитных масел и благодаря наличию поверхностно-активных этоксильных групп активно адсорбируется на трущихся поверхностях и поверхностях магнетита. Однако данный олигомер не может должным образом модифицировать поверхность трения. Поэтому его влияние на изнашивание при высоких нагрузках несущественно. Олигомер МКС-2-0 при трении проявляет только слабые антифрикционные свойства.

Таблица 2

Эксплуатационные показатели растворов дисперсионных сред с ПАВ-стабилизаторами и присадками

Смазочный материал	Машина трения МТП (p = 4,2 МПа, v = 0,32 м/с)		Машина трения МТШ-М (p = 1,25 ГПа, v = 0,24 м/с)	
	f	I_h, 10^9	f	d, мм
ПЭС-5	0,12	9,0	0,21	0,69
ПЭС-5 + 5 % ОК	0,13	20,0	0,32	0,89
ПЭС-5 + 1 % ХС-2-1ВВ	0,10	4,5	0,13	0,42
ПЭС-5 + 1 % МКС-2-0	—	—	0,15	0,53
ПЭС-5 + 5% 3Н2ТЭ	0,14	3,7	0,14	0,26
ПЭС-5 + 5 % ДФ-11	0,13	4,1	0,17	0,45
ПЭС-5 + 5 % Совол	0,11	3,4	0,16	0,62

Примечание. p — давление в зоне трения; v — скорость скольжения

Присадки к магнитным маслам. Для улучшения смазочных свойств магнитных масел в их состав вводили специальные антифрикционные противоизносные и противозадирные присадки, содержание которых варьировалось от 1 до 20 % по массе. Изучали влияние на трение магнитных смазочных композиций следующих присадок: ДФ-11, Совол и 2Н3ТЭ. Присадка ДФ-11 представляет собой 50 %-й раствор диалкилдитиофосфата цинка в масле и получена на основе изобутилового спирта и 2-этилгексанола. Данная присадка улучшает антиокислительные, антикоррозионные и противоизносные свойства смазочных масел. Совол — смесь пента- и тетра-хлордифенилов, содержащая 40 % хлора, применяется в качестве противоизносной и противозадирной присадки. Присадка-стабилизатор 3Н2ТЭ, содержащая хлорированный эфир пентадиена, улучшает противоизносные и противозадирные свойства масел. Смазочные свойства растворов дисперсионных сред с присадками приведены в табл. 2.

Наиболее эффективно улучшает смазочные свойства дисперсионных сред присадка-стабилизатор 3Н2ТЭ. Она образует на поверхности трения защитные пленки, которые содержат хлориды металлов. Независимо от состава силоксановой дисперсионной среды присадка Совол снижает коэффициент трения и изнашивание при умеренных контактных давлениях (см. табл. 2). Присадка ДФ-11 умеренно снижает коэффициент трение и изнашивание во всем рассматриваемом диапазоне нагрузок.

Технологии синтеза масел. Магнитное масло на основе ПЭС-5 получали по методу замены основы, который состоит из нескольких этапов. Сначала получают высокодисперсный магнетит реакцией химической конденсации [7]:

$$2FeCl_3 + FeCl_2 + 8NaOH \rightarrow$$
$$\rightarrow Fe_3O_4\downarrow + 8NaCl + 4H_2O.$$

После промывки магнетита от солей и аммиака до pH = 7 выполняют пептизацию раствором жирной кислоты в углеводородном растворителе и удаляют воду. Далее суспензию вводят в смешанный растворитель, состоящий из ПЭС-5 и маловязкого летучего углеводорода. При этом соотношение объемов углеводорода и кремнийорганичес-

кой жидкости должно составлять 1:2, так как при уменьшении количества углеводорода снижается концентрация магнетита в конечном продукте. Полученную суспензию перемешивают при температуре 50 °С в течение 2÷3 ч, после завершения пептизации удаляют остатки воды и низкокипящие компоненты в разряженной среде.

На заключительном этапе получения магнитного масла в магнитную жидкость вводят присадки при температуре 40÷50 °С и тщательно перемешивают. При этом необходимым условием является не только хорошая совместимость присадки с дисперсной средой, но и высокое содержание (15÷20 % по массе) ПАВ-присадки с углеводородной составляющей ПАВ-стабилизатора. Это показали экспериментальные исследования. При этом существенно изменяется состав дисперсионной среды, что влияет на коллоидную устойчивость магнитного масла, а соответственно, и на другие его эксплуатационные свойства.

Агрегативная устойчивость магнитных масел нарушается, если градиент магнитного поля выше критического значения: $\mathrm{grad}H \geq 5 \cdot 10^7$ А/м^2. Если магнитное поле в узле трения меньше критического значения, затруднено образование агломератов из магнитных частиц, а абразивная составляющая изнашивания поверхностей трения становится незначительной.

Свойства магнитных смазочных масел

В табл. 3 представлены показатели смазочных свойств магнитных масел на основе ПЭС-5 при разных контактных давлениях в присутствии магнитного поля в зоне трения, а также указаны намагниченность насыщения и пластическая вязкость.

Рассмотрим некоторые общие свойства магнитных масел.

В работе [11] рассмотрены разные аспекты влияния магнитного поля при граничном смазывании магнитным маслом. Магнитное поле изменяет коллоидную структуру масла, динамику формирования смазочного слоя на поверхностях трения и их механические свойства. Наиболее важная функция магнитного поля заключается в организации движения масла в зоне трения для обеспечения регенерации смазочной пленки. Так, при отключении магнитного поля после начала испытаний масла ММ1-ПЭС* (см. табл. 3) на машине трения МТШ коэффициент трения постепенно повышается от 0,15 до 0,30, процесс трения становится скачкообразным из-за нарушения сплошности смазочной пленки и развития процесса схватывания. Несмотря на большой объем масла, его поступление в зону трения под действием поверхностных сил и сил тяжести происходит недостаточно быстро из-за высокой вязкости масла. В магнитном же поле на масло действуют силы, которые способствуют преодолению сил трения при невысоких скоростях сдвига в масле.

Также изучали коррозионную активность магнитных масел на медных образцах в виде проволок небольшого диаметра. Для создания условий коррозионных испытаний, близких к натурным, проволочку подвергали циклическому нагреванию и

Таблица 3

Эксплуатационные показатели магнитных масел на основе ПЭС-5

Смазочный материал	J_s, кА/м	η, Па · с	Машина трения МТП		Машина трения МТШ	
			f	I_h, 10^{-9}	f	d, мм
ПЭС-5	—	0,2÷0,5	0,14	14,5	0,21	0,69
ММ1-ПЭС* (Fe_3O_4 + ОК)	21	2,0	0,12	12,6	0,15	0,60
ММ1-ПЭС** (Fe_3O_4 + ОК)	26	2,1	0,14	21,6	0,32	1,20
ММ1-ПЭС* + Совол, %:						
5	—	—	0,08	2,1	0,15	0,82
15					0,13	0,48
20					0,12	0,39
ММ1-ПЭС** + 15 % Совол	—	—	0,07	2,8	0,14	0,48
ММ1-ПЭС* + 10 мас. % ДФ-11	—	—	0,13	4,1	0,12	0,69
ММ1-ПЭС* + 5 % 3Н2ТЭ	—	—	0,14	3,7	0,16	0,49
ММ2-ПЭС (Fe + ХС-2-1ВВ)	35	1,1	0,10	2,0	0,30	0,95
ММ3-ПЭС (Fe_3O_4 + МКС-2-0)	31	2,4	0,07	5,5	0,28	1,00
ТМ-5-18	—	—	0,07	0,4	0,15	0,35
ОКБ-122-7 (1)	—	—	—	—	0,13÷0,34	0,71
ОКЮ-122-7 (2)	—	—	0,12	≈15	0,13	0,62

Примечание. J_s — намагниченность насыщения масла; η — пластическая вязкость.

упругому деформированию. Оказалось, что интенсивность коррозионных процессов медных образцов в магнитных маслах на порядок меньше, чем в дисперсионных средах, содержащих ПАВ-стабилизатор. Коррозионная активность магнитных масел повышалась только при введении в них 10 % стабилизатора. Слабое корродирующее воздействие магнитных масел без присадок на металлы объясняется тем, что сильноразвитая поверхность дисперсных частиц аккумулирует бóльшую часть молекул стабилизатора в адсорбированном состоянии.

В табл. 3 приведены трибологические свойства масел ММ1-ПЭС* и ММ1-ПЭС**. Их отличие заключается в том, что в результате недостаточно качественной пептизации масло ММ1-ПЭС** содержит олеиновую кислоту в свободном состоянии и крупные агрегаты из магнитных частиц. Отклонения в технологии получения магнитного масла существенно ухудшили его смазочные свойства. Магнитные агрегаты разрушают поверхности трения, при этом олеиновая кислота активирует процесс разрушения. Для устранения этого недостатка предложена магнитная сепарационная очистка масла от агломератов и технология замены дисперсионной среды методом обратимой флокуляции дисперсной фазы.

К особенностям магнитных масел относятся их реологические свойства. Если магнитное масло находится продолжительное время в неподвижном состоянии, в нем под действием магнитного поля развиваются процессы тиксотропного структурообразования. Предельное напряжение сдвига структурированной магнитной жидкости может достигать 10 кПа. При проектировании магнитожидкостных трибологических узлов следует учитывать увеличение момента сил трения при пуске (начале движения) из-за растянутого во времени процесса структурообразования. После разрушения структуры под действием сдвиговых напряжений реологические свойства магнитного масла близки свойствам ньютоновских жидкостей.

Магнитное масло ММ1-ПЭС стабилизировано олеиновой кислотой и содержит около 6 % по объему магнитной фазы. Вязкость масла в несколько раз выше вязкости основы, что нельзя объяснить объемным содержанием магнетита. По-видимому, сольватные оболочки частиц имеют полимолекулярное строение. Это приводит к значительному увеличению объема дисперсной фазы, а следовательно, повышает вязкость. Большое влияние на содержание дисперсной фазы оказывает поверхностный слой частиц, потерявший ферримагнитные свойства в результате химического взаимодействия с олеиновой кислотой. Намагниченность насыщения масел ММ1-ПЭС не слишком высокая (19÷25 кА/м), но этого достаточно, чтобы масло сохраняло хорошую магнитоподвижность в узлах трения.

Магнитное масло ММ1-ПЭС имеет высокие седиментационную и агрегативную устойчивости в градиентных магнитных полях. Малая испаряемость его компонентов позволяет применять масло в газовой среде и в условиях высокого разряжения при температурах от минус 40 до плюс 100 °С. При температурах выше 100 °С происходит деструкция сольватных оболочек частиц в результате десорбции олеиновой кислоты и в масле развиваются коагуляционные процессы. Если температура ниже минус 40 °С, масло теряет магнитоподвижность, т. е. перестает реагировать на внешнее магнитное поле.

Трибологические свойства масла ММ1-ПЭС* (см. табл. 3) несущественно отличаются от свойств кремнийорганической жидкости ПЭС-5. Для их улучшения применяли разные присадки, влияющие на процесс трения.

Отмечена необычная зависимость смазочных свойств масел от концентрации присадки. При введении присадки в немагнитные масла, как правило, наблюдается нелинейное снижение интенсивности изнашивания в парах трения. При небольшой концентрации присадки в магнитных маслах смазочные свойства масел ухудшались (см. табл. 3) т. е. совместное воздействие ПАВ-стабилизатора и ПАВ-присадки приводит к отрицательному синергетическому эффекту. Механизм этого явления до конца не ясен, однако, несомненно, он связан с сорбционными процессами всех ПАВ, присутствующих в масле. Вероятно, в масле после введения присадки постепенно происходит частичное вытеснение молекул ПАВ-стабилизатора, адсорбированного на магнитных частицах, более полярными молекулами присадки. В масле ММ1-ПЭС* по той же причине с внешнего слоя сольватной оболочки частиц освобождается олеиновая кислота, которая негативно влияет на процесс трения (см. табл. 3, масло ПЭС-5 + ОК). Если содержание присадки в масле свыше 6÷7 %, изнашивание пары трения снижается в результате доминирования адсорбированных молекул присадки на контактирующих поверхностях.

Магнитное масло ММ1-ПЭС* содержит 15 % присадки Совол. Его смазочные свойства сравнимы со свойствами трансмиссионного масла ТМ-5-18. Увеличение содержания присадки в масле снижает изнашивание, но при этом повышаются процессы, разрушающие коллоидную структуру масла, и повышается коррозионное воздействие хлора, находящегося в присадке.

Предлагалось трибологические недостатки масла ММ1-ПЭС** устранять трудоемкими техноло-

гическими методами. Однако исследования показали, что растворение в масле ММ1-ПЭС** присадки Совол позволяет улучшить его свойства до свойств масла ММ1-ПЭС* (см. табл. 3) без предварительной обработки. Это объясняется тем, что молекулы присадки Совол, обладающие большим дипольным моментом, диспергируют абразивные агломераты магнитных частиц и вытесняют с поверхности трения молекулы олеиновой кислоты, оказывающие разрушающее воздействие. Таким образом, данная присадка не только нивелирует недостатки масла, но и снижает изнашивание трущихся поверхностей путем их химической модификации.

Добавление в масло ММ1-ПЭС* присадки ДФ-11 не привело к существенному улучшению его смазочных свойств, несмотря на то что данная присадка хорошо зарекомендовала себя при работе в составе углеводородных смазочных композиций. Считается, что в зоне трения при температуре 200 °С присадка разлагается и из ее активных продуктов образуются на поверхности защитные пленки из сульфидов и фосфидов металлов. Возможно, низкая эффективность присадки связана с недостаточным тепловыделением в зоне трения или образованием в дисперсионной фазе масла не молекулярного, а мицелярного раствора присадки с полиэтилсилоксаном из-за особенностей межмолекулярного взаимодействия компонентов.

Присадка 3Н2ТЭ позволяет существенно улучшить противоизносные свойства магнитного масла ММ1-ПЭС*. Значительный эффект в данном случае достигается при добавлении 5 % присадки. При введении присадки процесс трения становится более равномерным, а амплитуда колебаний силы трения резко уменьшается. Коллоидную устойчивость масла присадка практически не изменила.

Магнитные масла ММ2-ПЭС и ММ3-ПЭС отличаются от других масел на той же основе высокой намагниченностью. При этом масло ММ2-ПЭС отличается низкой вязкостью. Оно содержит пластичные частицы железа, объемная концентрация которых в несколько раз ниже, чем в масле ММ3-ПЭС из-за большей намагниченности железа, чем магнетита.

Смазочные свойства магнитных масел ММ2-ПЭС и ММ3-ПЭС удовлетворительные лишь при средних контактных давлениях. Невысокая эффективность масел при больших контактных давлениях объясняется отсутствием достаточного количества молекул, способных при термодеструкции химически модифицировать поверхность. Испытания масла ММ2-ПЭС показали, что существенно улучшить трибологические свойства магнитных масел только заменой твердого магнетита дисперсной фазы мягким железом нельзя.

В данном исследовании заметного положительного влияния магнитных дисперсных частиц на процесс трения, в отличие от других исследований, установить не удалось, кроме нестабильного снижения изнашивания в результате упрочнение поверхностей трения шаржированными частицами. Однако нельзя упрощать отрицательное влияние данных частиц, сведя все к разрушающему воздействию частиц относительно граничного смазочного слоя и слабому абразивному истиранию поверхностей.

Высокая коллоидная стабильность масел ММ2-ПЭС и ММ3-ПЭС наблюдается только в гравитационном поле и слабых магнитных полях. Однако при продолжительном нахождении масел в сильных магнитных полях происходит перераспределение частиц и их упорядочение, которое сопровождается постепенным оттеканием дисперсионной среды. Для предотвращения изменения состава данных масел в магнитном поле их следует периодически перемешивать для разрушения магнитной структуры.

Анализ свойств разных магнитных масел на основе ПЭС-5 показал, что наиболее перспективным для трибологических узлов является масло ММ1-ПЭС*. Магнитное масло ММ1-ПЭС*, содержащее специальные присадки, можно применять в разных трибосопряжениях для снижения энергопотерь при трении, изнашивания деталей и увеличения их срока службы. Данное магнитное масло можно использовать в подшипниках качения, подшипниках скольжения, зубчатых передачах, контактных уплотнениях и других узла, работающих при низких и повышенных температурах, в газовой среде или в условиях высокого разряжения.

Рассматривая практическое применение магнитных смазочных материалов, необходимо помнить, что их стоимость из-за трудоемкости процесса получения может на два порядка превышать стоимость традиционных масел. Однако для магнитожидкостных узлов трения, как правило, требуется 0,002÷0,005 л магнитного масла.

Магнитное масло ММ1-ПЭС* нетоксично, относится к трудновоспламеняющимся материалам, пожаро- и взрывобезопасно, может работать в некоторых химических средах, например, при контакте с водой.

Реологические, низкотемпературные и коллоидные свойства, а также испаряемость масла ММ1-ПЭС* соответствуют свойствам пластичного смазочного материала с дисперсионной средой из полиэтилсилоксана. Лучшей по трибологическим свойствам из материалов, содержащих полиэтилсилоксан, является пластичный смазочный материал ОКБ-122-7. Его трибологические показатели определяли методами испытаний магнитных масел

(см. табл. 3). Материал ОКБ-122-7 (1) испытывали при разовой заправке узла трения, а ОКБ-122-7 (2) — при постоянном восполнении потерь на дорожке трения.

Установлено, что независимо от условий испытаний смазочные свойства магнитного масла ММ1-ПЭС* выше свойств ОКБ-122-7 даже без присадки. Следовательно, магнитные масла можно эффективно использовать в тех же трибологических узлах, в которых применяют пластичные смазочные материала, содержащие полиэтилсилоксан.

Ресурс масла определяет время эксплуатации, в течение которого масло способно сохранять требуемые смазочные свойства. Для оценки ресурсов традиционных немагнитных смазочных материалов и магнитных масел проводили испытания узла трения с ограниченным объемом смазочного материала. Ресурс магнитного масла оказался на 10 % меньше ресурса трансмиссионного масла ТМ-5-18 и в 2—3 раза больше ресурса ОКБ-122-7. Магнитное масло переставало работать после прекращения его поступления в зону трения под действием магнитных сил из-за повышения вязкости и снижения намагниченности.

Таким образом, разработана технология синтеза магнитных смазочных масел на основе полиэтилсилоксана, отличающихся низкой летучестью и широким диапазоном рабочих температур. Получены магнитные масла, стабилизированные различными ПАВ, из которых наиболее перспективными являются жирные кислоты.

Преимуществом магнитных масел является способность поддерживать регенерацию смазочной пленки и способствовать отводу фрикционной теплоты посредством термомагнитной конвекции.

Наиболее перспективным является магнитное масло ММ1-ПЭС, которое обладает хорошими смазочными свойствами и длительное время сохраняет коллоидную стабильность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Магнитные** жидкости в машиностроении / Д. В. Орлов, Ю. О. Михалев, Н. К. Мышкин и др. М.: Машиностроение, 1993. 272 с.
2. **Болотов А. Н., Хренов В. Л.** Триботехника магнитопассивных опор скольжения. Тверь: Федеральное агентство по образованию, ТвГТУ, 2008. 124 с.
3. **Комплект** оборудования для исследования физико-химических свойств нанодисперсных магнитных сред. Ч. 1 / А. Н. Болотов, В. В. Новиков, О. О. Новикова, М. В. Мардян // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: Межвуз. сб. науч. тр. 2013. № 6. С. 68—74.
4. **Комплект** оборудования для исследования физико-химических свойств нанодисперсных магнитных сред. Ч. 2 / А. Н. Болотов, В. В. Новиков, О. О. Новикова, Д. И. Горлов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей технологического и энергетического оборудования: Межвуз. сб. науч. тр. 2014. № 7. С. 85—89.
5. **Соболевский М. В., Скороходов И. И., Гриневич К. П.** Олигоорганосилоксаны. Свойства, получение, применение / Под ред. М. В. Соболевского. М.: Химия, 1985. 264 с.
6. **Bolotov A. N., Sozonov K. K., Orlov D. V.** On the role of structural components of magnetic oil in the boundary lubrication conditions // Friction and wear. 1991. V. 12. N. 5. С. 824—831.
7. **Фертман В. Е.** Магнитные жидкости: справочное пособие. Минск: Высшая школа, 1988. 184 с.
8. **Эмпирический** критерий выбора стабилизатора для магнитных жидкостей / А. Н. Болотов, Г. Б. Бурдо, В. В. Новиков, О. О. Новикова // Вестник ТвГТУ. 2016. № 1 (29). С. 3—7.
9. **Болотов А. Н.** Триботехника магнитопассивных и магнитожидкостных подшипниковых опор скольжения: дис. ... д-ра техн. наук. М.: Московский институт машиноведения РАН, 1993. 540 с.
10. **Пат. 2023318 Рос. Федерации:** МПК H01F1/28. Способ получения магнитной жидкости на кремнийорганической основе.
11. **Болотов А. Н., Лочагин Н. В., Михалев Ю. О.** Роль магнитного поля при трении поверхностей, смазываемых магнитным маслом // Трение и износ. 1988. Т. 9. № 5. С. 870—878.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Пресса России" — индекс **27841**

УДК 621. 891: 62. 192

Б. А. АЛИБОЕВ (Ташкентский ГТУ, Узбекистан), e-mail: ali_boy76@mail.ru

Исследования гидроабразивного изнашивания прецизионных сопряжений гидрораспределителей тракторов

Рассмотрено влияние абразивных загрязнителей в рабочей жидкости на изнашивание прецизионных деталей тракторных гидросистем. Приведены результаты ускоренных ресурсных испытаний гидрораспределителей тракторов.

Ключевые слова: гидрораспределитель, загрязнение, абразивное изнашивание, золотник, ресурсные испытания, дробление, интенсивность изнашивания.

The considered questions of the influence of the abrasive contamination to liquids on wear-out precision details tractor hydrosystems. The results of accelerated tests hydrodistributors cotton-growing tractor.

Keywords: hydrodistributor, contamination, abrasive wear-out, spool, resource test, striking crushing, intensity of the wear-out.

Загрязнения, особенно в виде твердых частиц, значительно снижают срок службы машин и могут являться причиной их неисправности и поломки. Загрязнения в рабочих полостях гидросистем приводят к следующим негативным последствиям:

повышенное изнашивание ответственных деталей;

заклинивание перемещающихся деталей;

перегревание и разрушение гидравлических механизмов;

увеличение сил трения в плунжерных парах и усилий, необходимых для страгивания и перемещения плунжера;

окисление рабочих жидкостей и ухудшение их эксплуатационных показателей;

снижение производительности насосов.

Кроме того, загрязнения выводят из строя фильтрующие элементы топливных и гидравлических фильтров.

Прецизионные элементы, работающие при повышенных давлениях, также весьма чувствительны к загрязнениям.

На рис. 1 приведена зависимость допустимого числа N загрязняющих частиц размером более 10 мкм в 0,1 л рабочей жидкости от рабочего давления p [1]. Исследования показали, что из рабочих жидкостей гидравлических систем загрязняющие твердые частицы размером более 1 мкм необходимо удалять. Однако очищающие устройства данной тонкости весьма дорогие.

Изнашивание гидронасосов всех типов резко повышается при загрязнении рабочей жидкости. При этом изнашивание деталей насоса считается абразивным [2]. Зависимости объемного КПД $\eta_{об}$ и интенсивности $I_{\Delta\eta}$ его снижения для шестеренного насоса (рабочая жидкость АМГ-10) от размера загрязняющих частиц (электрокорунд концентрацией 0,5 мг/л) приведены на рис. 2. Причиной снижения производительности насоса являются износы торцевых поверхностей шестерен и прилегающих к ним поверхностей втулок.

На рис. 3 приведены зависимости износа i деталей лопастного насоса от концентрации C абразивных частиц в масле и их размеров $d_ч$. Наибольшие износы деталей насоса вызывают твердые частицы

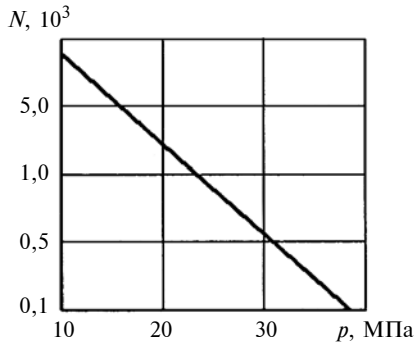


Рис. 1. Зависимость допустимого числа N загрязняющих частиц размером более 10 мкм в 0,1 л рабочей жидкости от рабочего давления p

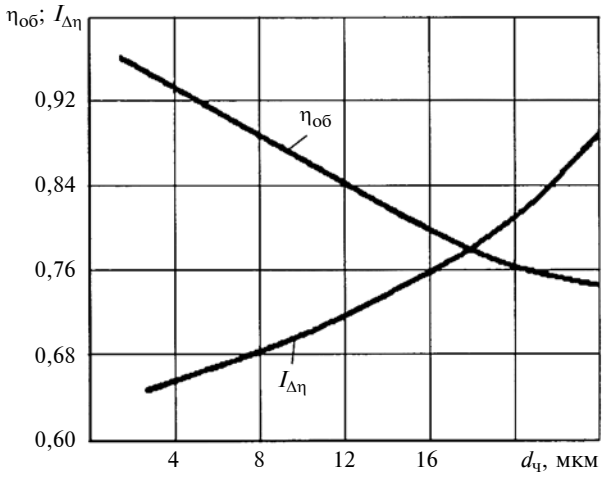


Рис. 2. Зависимости объемного КПД $\eta_{об}$ и интенсивности $I_{\Delta\eta}$ его снижения от размера $d_ч$ абразивных частиц при их концентрации 0,5 мг/л в рабочей жидкости шестеренного насоса

размером 10÷20 мкм. В данном случае преобладает абразивное изнашивание, механизм которого близок к процессу резания. В результате многократного движения по поверхности детали твердые частицы дробятся, при этом продолжают участвовать в процессе изнашивания деталей.

Степень загрязнения твердыми частицами рабочей жидкости распределительных устройств определяется их размерами, твердостью и концентрацией [3]. Наиболее опасны абразивно-активные частицы (атмосферная пыль, остатки притирочных паст, окислы металлов), размер которых соизмерим с размером радиального зазора в плунжерной паре и составляет 1÷12 мкм. Такие частицы вызывают заклинивание золотника распределителя. Мелкие частицы повышают изнашивание поверхностей плунжера и гильзы.

Для исследования влияния загрязнений на эксплуатацию и работоспособность гидравлических распределителей Р40/75 в лаборатории кафедры "Сельскохозяйственная техника" изготовили стенд для ускоренных ресурсных испытаний гидравлической системы трактора (рис. 4).

Перед началом испытаний измеряли золотники и их корпуса (рис. 5). Бак стенда наполнили чистым маслом АУП. После первой серии испытаний стенд выключали, шланги высокого давления силового цилиндра подключали ко второй секции золотника. Рычаг управления устанавливали на шаровую ось второй секции золотника и соединяли тягой с механизмом управления. В масло вводили абразив и повторяли испытания.

Ударное дробление абразивных частиц подтверждал контроль состояния гидравлической жидкости, содержащей посторонние примеси. Пробы масла АУП после испытаний исследовали на чистоту. Результаты качественного изменения состояния масла за время стендовых испытаний представлены на рис. 6 и 7. Они подтверждают дробление тведрых частиц.

Допустимые числа N загрязняющих частиц в 0,1 л рабочей жидкости в зависимости от их размеров приведены в таблице [4]. В гидравлической системе допустимо 6500 твердых частиц размером 25÷50 мкм в 0,1 л рабочей жидкости. Испытания показали, что число загрязняющих частиц в масле увеличилось до 34 700, однако практически нет частиц размером 50÷100 мкм.

При ресурсном испытании с чистым маслом диаметральный износ корпуса распределителя составил 5 мкм, а с маслом, содержащим абразивные частицы, максимальный износ составил 70 мкм. Тогда интенсивности изнашивания: с чистым маслом $I_и = i_{max}/t = 5/3500 = 0{,}00143$ мкм/мото-ч; с маслом, содержащим абразивные частицы, $I_и = 0{,}02$ мкм/мото-ч, где i_{max} — максимальный из-

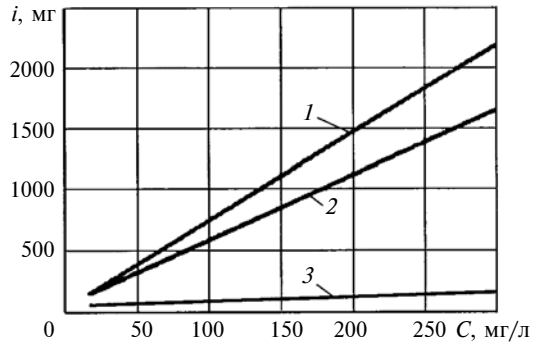


Рис. 3. Зависимости *i* износа деталей лопастного насоса от концентрации *C* абразивных частиц в масле и их размеров $d_ч$ = 10÷20 (*1*); 30÷40 (*2*) и >40 мкм (*3*)

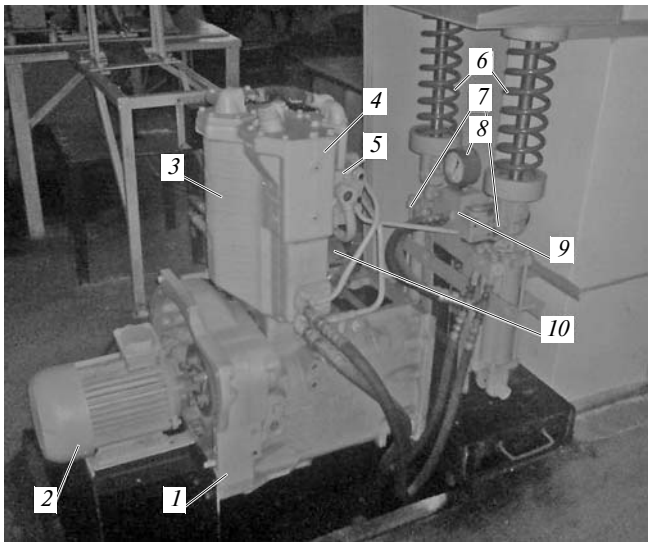


Рис. 4. Стенд для ускоренных ресурсных испытаний гидравлической системы трактора:

1 — основание; *2* — электромотор; *3* — бак; *4* — фильтр грубой очистки масла; *5* — гидравлический распределитель; *6* — пружина; *7* — силовой цилиндр; *8* — манометр; *9* — дроссель ДР-70; *10* — насос НШ-32

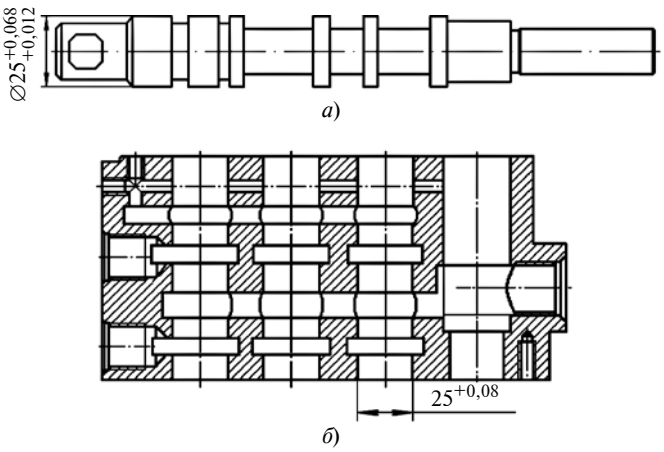


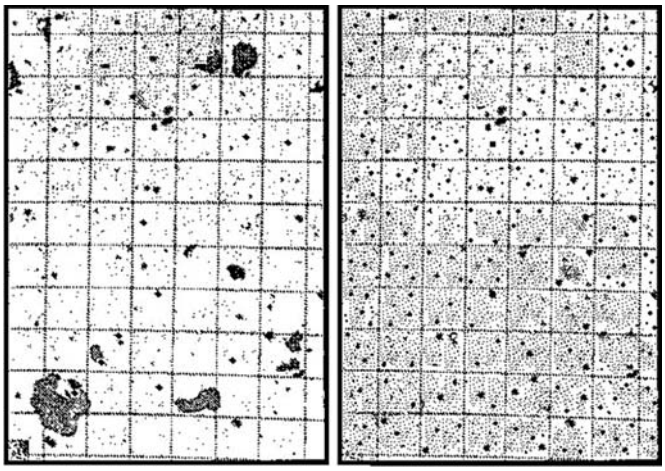
Рис. 5. Контролируемые размеры золотника (*а*) и корпуса (*б*) распределителя Р40/75

Допустимое число N загрязняющих частиц в 0,1 л рабочей жидкости в зависимости от их размера [4]

Объект контроля	Размеры абразивных частиц, мкм					
	1÷5	6÷10	11÷25	26÷50	51÷100	>100
Испытательный стенд	500 000	25 000	2 500	25	5	0
Гидравлическая система	500 000	128 000	42 500	6500	1000	52

нос; t — средняя эксплуатационная наработка для элементов гидрораспределителя.

Следовательно, ресурс корпуса при использовании чистого масла составит $R = D_{\lim}/I_{и} = 10/0{,}00143 = 7000$ мото-ч, а при использовании масла с абразивом $R = 500$ мото-ч, где $D_{\lim}$ — предельный размер элемента.



а) *б*)

Рис. 6. Фотографии проб масла АУП в начале (*а*) и по окончании стендовых испытаний (*б*) (×200)

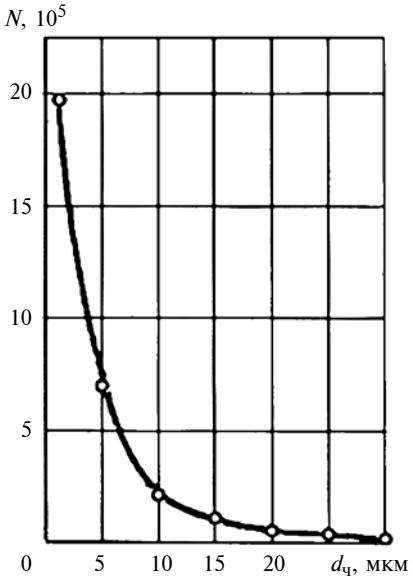


Рис. 7. Распределение чисел N абразивных частиц в 0,1 л масла по размерам $d_ч$ в конце стендовых испытаний

Так как при испытаниях с чистым маслом диаметральный износ запорного пояска золотника составил 5 мкм, а с маслом с абразивом — 30 мкм, то интенсивности изнашивания соответственно составят $I_{и} = 0{,}00143$ и $0{,}00857$ мкм/мото-ч, а ресурсы золотника $R = 11189$ мото-ч и $R = 5600$ мото-ч.

Таким образом, важным фактором, определяющим надежность гидравлических систем, является чистота гидравлической жидкости. Требования к чистоте рабочей жидкости должны быть обоснованными, так как затраты на достижение ее высокой чистоты могут быть значительными.

Стендовые испытания подтвердили качественное изменение состояния масла за время испытаний и распределения частиц абразива в масле по фракциям. Повышение чистоты рабочей жидкости повышает ресурс сопряжения корпус—золотник на 7000÷11 189 мото-ч без изменений конструкции распределителя. Однако необходимо обоснование данной чистоты масла и определение допустимых показателей гранулометрического и фракционного состава относительно примесей.

Одним из путей повышения ресурсов распределителей и гидравлических систем является поддержание чистоты масла фильтрацией с дисперсностью частиц до 5 мкм, что требует уточнения стандарта ИСО/ТК131.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Калекин А. А.** Гидравлические и пневматические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Мир, 2006. 512 с.

2. **Махкамов К. Х.** Прогнозирование износа узлов трения машин на стадии проектирования. Ташкент.: ТашГТУ, 1994. 32 с.

3. **Алибоев Б. А.** Особенности работы и характер изнашивания прецизионных деталей гидравлических систем хлопководческих тракторов // Трение и износ. 2016. № 1. Т. 37. С. 105—108.

4. **Алибоев Б. А.** Надежность тракторных гидравлических систем в контексте чистоты рабочей жидкости // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 6. С. 26—29.

УДК 621.777.24

А. М. ДМИТРИЕВ, Н. В. КОРОБОВА, доктора технических наук
(МГТУ "Станкин"), e-mail: countess.olga@gmail.com, mt-6@yandex.ru

Определение силы выдавливания заготовок ступенчатым пуансоном

Экспериментально для заготовок из сплавов Д1 и М1 определены относительные давления холодного выдавливания полых цилиндрических деталей ступенчатыми пуансонами. Получена математическая модель процесса.

Ключевые слова: холодное выдавливание, ступенчатая цилиндрическая полость, пуансон, заготовка, давление, математическая модель.

For the billets from "Д1" and "М1" alloys the relative pressures of cold extrusion of hollow cylindrical parts by stepped punches are determined experimentally. The mathematical model of the process is obtained.

Keywords: cold extrusion, stepped cylindrical punch, billet, pressure, mathematical model.

В машиностроении используют многочисленные цилиндрические детали со ступенчатыми полостями, которые часто получают штамповкой в холодном состоянии заготовки. Холодная объемная штамповка обеспечивает практически безотходное производство, что экономично и повышает производительность [1—3].

Инструмент для штамповки заготовки со ступенчатой полостью показан на рис. 1. Заготовку размещают внутри матрицы *1*, полость в заготовке выдавливает рабочая часть пуансона *2*. После окончания штамповки заготовку снимают с пуансона *2* съемником *3*, а заготовку из матрицы выталкивает выталкиватель *4*. Сила, создаваемая ползуном пресса, воздействует через верхнюю плиту штампа на верхний торец пуансона *2*, нижний торец выталкивателя *4* установлен на нижней плите штампа, размещенной на столе пресса.

Ступень пуансона при выдавливании затрудняет течение металла заготовки в стенку стакана. Металл огибает ступень пуансона, создавая застойную зону и встречные потоки металла (рис. 2).

При выдавливании заготовок из алюминиевого сплава Д1, не обладающего высокой пластичностью, по границе застойной зоны под ступенью в заготовке может образоваться трещина.

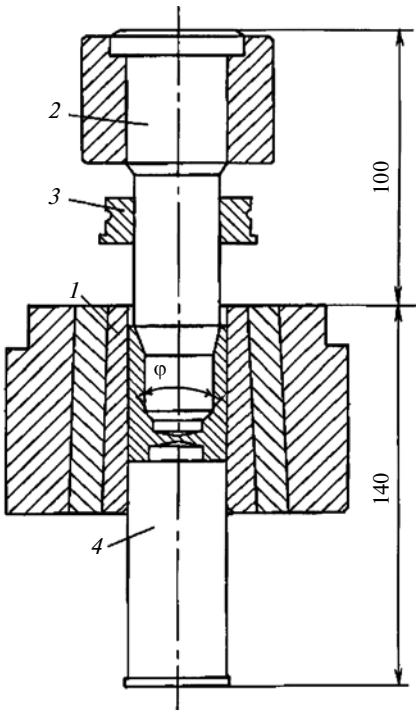


Рис. 1. Инструмент для штамповки заготовки со ступенчатой полостью

Исследована возможность исключения образования застойной зоны под ступенью пуансона созданием конического перехода с углом φ при вершине конуса между цилиндрическим участком рабочей части пуансона с меньшим диаметром и цилиндрическим участком большего диаметра (см. рис. 1). Конусность данного участка совпадает с наклоном границы застойной зоны под ступенью (см. рис. 2). Конусность переходного участка зависит от параметров инструмента.

Будем использовать относительные параметры (рис. 3): относительный радиус матрицы $R_1 = \bar{R}_1/\bar{r}_0$ и относительный радиус ступени пуансона $r_1 = \bar{r}_1/\bar{r}_0$.

Конический переход под ступенью пуансона исключает образование застойной зоны при следующих условиях: $\varphi = 80 \div 100^\circ$ при $R - r_1 \geq 0{,}65$; с уменьшением разницы $R - r_1$ угол φ увеличивается ($\varphi = 100^\circ$ при $r_1 = 1{,}9$ и $R - r_1 = 0{,}95$; $\varphi \approx 120^\circ$ при $R - r_1 < 0{,}65$ и $r_1 > 1{,}2$; $\varphi \approx 90^\circ$ при $r_1 < 1{,}2$ при любом значении $R - r_1$).

Однако конический участок создает значительные напряжения в пуансоне при выдавливании полости в заготовке. Использование галтели с образующей в виде дуги окружности (см. рис. 3) позволяет не только исключить застойную зону, но и уменьшить напряжения в пуансоне [4].

При выдавливании ступенчатым пуансоном, ввиду указанных выше причин, деформирующая заготовку сила больше, чем при выдавливании пуансоном с

цилиндрической рабочей поверхностью без ступени.

Деформирующая сила зависит от четырех параметров пуансона (см. рис. 3): R и r_1, а также от относительного радиуса $r_2 = \bar{r}_2/\bar{r}_0$ галтели и относительной длины $l = \bar{l}/\bar{r}_0$ участка пуансона до ступени.

Цель данного исследования — математическая модель влияния параметров пуансона на силу выдавливания, а именно относительное давление $q = P/(\pi\bar{r}_1^2)$, где P — сила выдавливания, измеренная в ходе опыта; $\pi\bar{r}_1^2$ — площадь торца ступени пуансона (см. рис. 3).

При расчете относительного давления q делим на напряжение σ_S текучести материала, величину которого определяем по диаграмме упрочнения материала заготовки.

Исследовали холодное выдавливание ступенчатым пуансоном заготовок из алюминиевого сплава Д1 и меди М1. По результатам испытаний получили эмпирические зависимости.

На рис. 4 приведены диаграммы упрочнения материалов Д1 и М1 — зависимости напряжений $\sigma_в$ от деформации $e = \ln\dfrac{H_0}{H_i}$, где H_0 — начальная высота образца; H_i — высота образца на i-м этапе деформирования.

Выбор сплава Д1 для исследований основывался на следующем. Сплав Д1 характеризуется невысокой пластичностью, поэтому возможно образование трещин по границе застойной зоны. При упрочнении в сплаве Д1 напряжения $\sigma_в$ при небольших деформациях накапливаются быстрее, чем в медном образце, а при больших деформациях медленнее.

Диаграмма для сплава Д1 построена по усредненным результатам осадки трех одинаковых образцов диаметром D = 15 мм и высотой H = 15 мм. На торцах

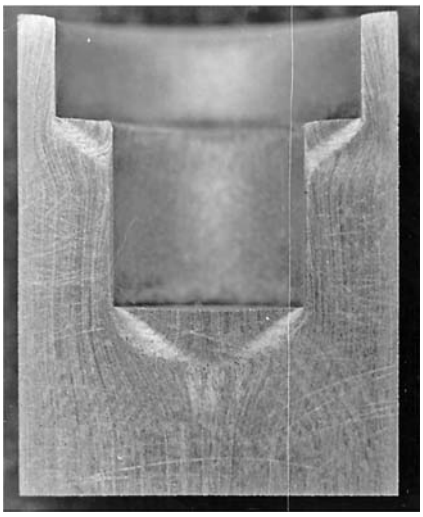


Рис. 2. Застойная зона под ступенью пуансона и сдвиг материала по границе при выдавливании заготовки из сплава Д1

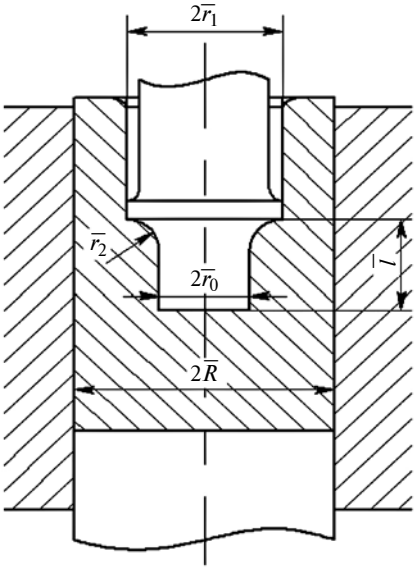


Рис. 3. Параметры ступенчатого пуансона

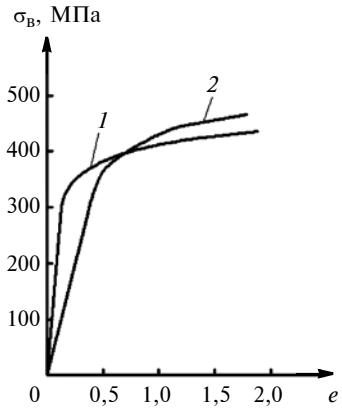


Рис. 4. Экспериментальные диаграммы упрочнения алюминиевого сплава Д1 (*1*) и меди М1 (*2*)

заготовок выполняли цилиндрические канавки диаметром 14 мм и глубиной 0,5 мм, которые перед осадкой заполняли пастой дисульфида молибдена. Шлифованные рабочие поверхности инструментов, между которыми осуществлялась осадка заготовок, также смазывали пастой дисульфида молибдена.

Диаграмма упрочнения меди М1 заметно отличается от диаграммы сплава Д1. Медь упрочняется равномернее. Диаграмма построена по усредненным результатам осадки двух образцов с параметрами: D = 15 мм, H = = 16 мм и D = 15 мм, H = 18 мм.

Коэффициент трения между медной заготовкой и шлифованным стальным инструментом относительно низкий, однако перед каждым этапом осадки под торцы заготовки устанавливали парафиновые прокладки. Это позволило полностью исключить формирование при осадке бочкообразной заготовки.

При осадке меди трещин в заготовке под ступенью пуансона не наблюдалось, что объясняется высокой пластичностью материала.

Детали со ступенчатой полостью выдавливали на гидравлической испытательной машине фирмы Инстрон. Схема лабораторного штампа приведена на рис. 5. Диаметр матрицы 20 мм. Заготовка *2* находится в матрице *3* и опирается на контрпуансон *4*. При воздействии пуансона *1* деформируемый материал заготовки вытекает из-под пуансона со скоростью $v_{ис}$, а сила трения поднимает матрицу со скоростью $v_м$. Это снижает силу выдавливания [6, 7].

Деформацию e при выдавливании, которая требуется для определения напряжений σ_s, рассчитывали по методике, описанной в работе [5].

Каждый из исследуемых параметров имел пять значений. Если проводить опыты по классическому плану эксперимента, при котором каждый параметр

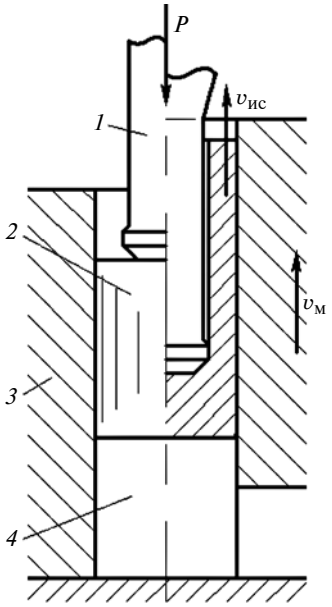


Рис. 5. Схема холодной штамповки:
1 — пуансон; *2* — заготовка; *3* — матрица; *4* — контрпуансон; *P* — сила, приложенная к пуансону; $v_{ис}$ — скорость истечения металла в стенку изделия; $v_м$ — скорость матрицы

принимает пять значений при неизменных значениях остальных трех параметров, число комбинаций составит 625 и потребуется 625 комплектов инструмента.

При использовании плана эксперимента в виде комбинационного квадрата (рис. 6), где малые клетки — исследуемые сочетания параметров, число комплектов инструмента и опытов сокращается в 25 раз.

Данный план эксперимента является развитием метода латинских квадратов, который был предложен М. М. Протодьяконовым и Р. И. Тедером в работе "Методика рационального планирования экспериментов".

Малые клетки комбинационного квадрата расположены внутри больших клеток. Рассмотрим первую большую клетку, которая соответствует значениям $R = 1{,}7$ и $r_1 = 1{,}1$. В ней находится малая клетка со значениями $l = 0{,}8$; 1,2; 1,6; 2,0; 2,4 и $r_2 = 0$; 0,6; 1,2; 1,8; 2,4. Напротив значений $r_2 = 1{,}8$ и $l = 1{,}6$ стоит число 4,05, соответствующее относительному давлению выдавливания, которое определено при указанных четырех рассматриваемых параметрах. Комбинации значений параметров, задаваемых в больших и малых клетках квадрата, в 25 опытах не повторяются.

Каждый опыт выполняли 2 раза: с заготовкой из алюминиевого сплава Д1 и с заготовкой из меди М1. Высота заготовок $H = 25$ мм; скорость деформирования $v = 5$ мм/мин; в качестве смазочного материала использовали пасту дисульфида молибдена.

На рис. 7 представлена зависимость изменения силы *P* выдавливания от хода *h* пуансона.

Сначала сила *P* быстро возрастает до величины, необходимой для начала пластической деформации заготовки. Далее происходит внедрение участка пуансона до ступени, при этом сила *P* выдавливания почти не изменяется, а сила трения в зоне контакта пуансона и заготовки, а также сила, вызванная упрочнением деформируемого материала, увеличиваются. Второе быстрое увеличение силы *P* происходит до внедрения ступени пуансона в заготовку (h_c). И по мере внедрения ступени, несмотря на наличие у пуансона калибрующего пояска, сила *P* продолжает повышаться. Это объясняется нестационарностью поля деформаций из-за наличия двух очагов пластической деформации: под торцом пуансона и под торцом ступени. Поле деформаций остается нестационарным даже при большом погружении пуансона в заготовку. В результате происходят упрочнение деформируемого материала и увеличение силы выдавливания.

В эксперименте использовали заготовки со значительной высотой. Однако не для всех пуансонов удалось достичь стационарного процесса выдавливания и

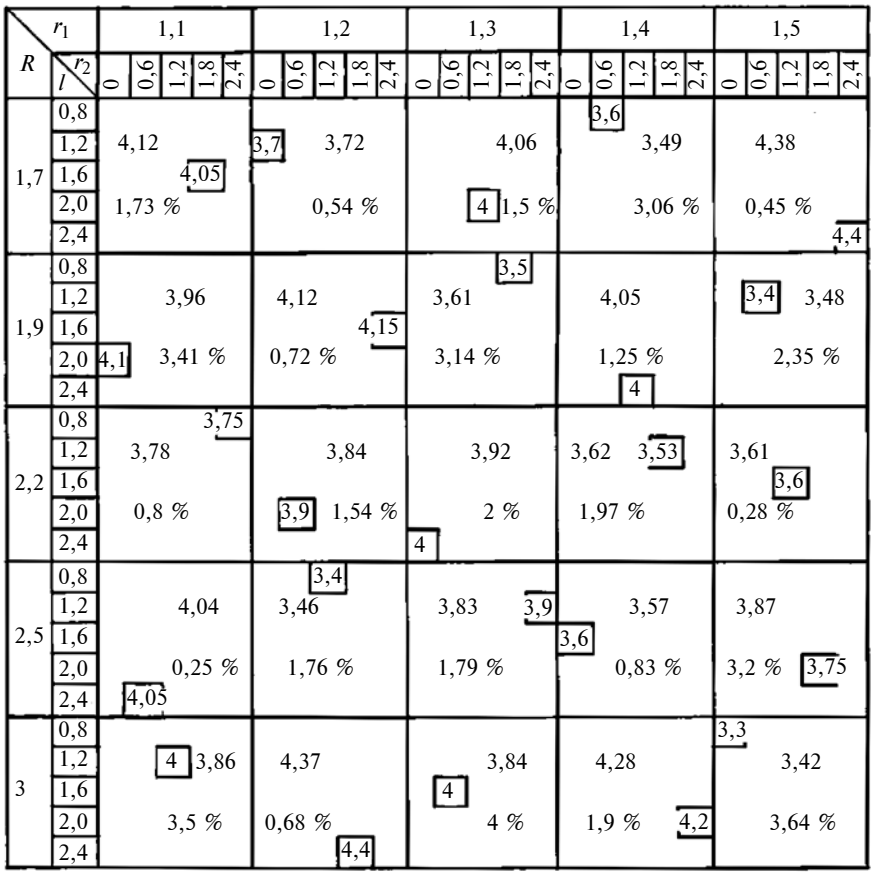


Рис. 6. Комбинационный квадрат со значениями исследуемых параметров по каждому опыту и результатами расчетов

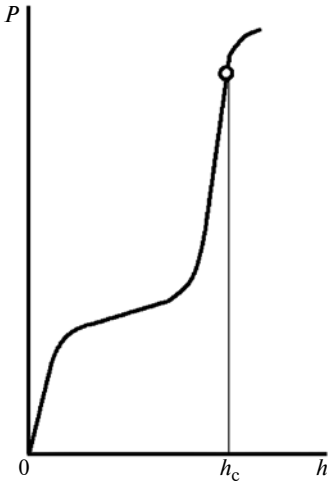


Рис. 7. Зависимость изменения силы *P* выдавливания от хода *h* ступенчатого пуансона

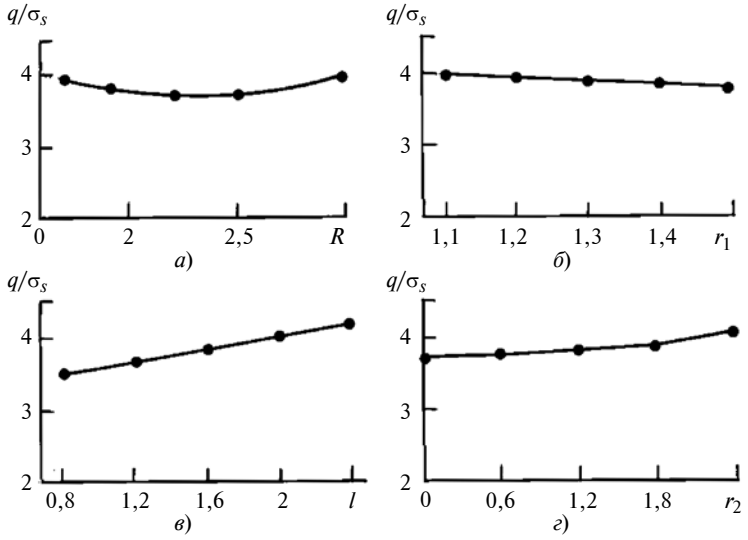


Рис. 8. Зависимости изменения величины q/σ_s от параметров *R* (*а*), r_1 (*б*), *l* (*в*) и r_2 (*г*)

прекращения повышения силы выдавливания. Поэтому для сопоставления результатов опытов рассматривали значение, соответствующее началу внедрения ступени (см. рис. 7, h_c).

Экспериментально установили зависимости изменения относительного давления q/σ_s выдавливания от *R*, анализ которых показал, что при выдавливании одним и тем же пуансоном заготовок из алюминиевого сплава и меди значения q/σ_s различаются незначительно. Различие можно объяснить неодинаковой эффективностью смазочного материала и недостаточной точностью построения диаграмм напряжений (см. рис. 4). В дальнейшем использовали средние арифметические значения, полученные для заготовок из алюминиевого сплава и меди, которые записаны в соответствующих малых клетках комбинационного квадрата на рис. 6.

Влияние трех параметров усредняли для выявления влияния четвертого параметра расчетом среднего арифметического по каждой строке и столбцу квадрата (табл. 1 и 2).

По полученным значениям построены графики (рис. 8), анализ которых показал, что показатель q/σ_s линейно зависит от r_1 и *l*, а от *R* и r_2 зависимости нелинейные. Зависимость $q/\sigma_s = f(R)$ близка аналогичной зависимости при выдавливании пуансонами с рабочими цилиндрическими поверхностями без ступени [7]. Характер зависимости $q/\sigma_s = f(r_2)$ обусловлен увеличением очага пластической деформации при увеличении r_2 и силы трения ввиду повышения бокового давления на стенку матрицы.

Для параметров r_1 и *l*, влияние которых имеет линейный характер, при увеличении r_1 на 0,1 величина q/σ_s уменьшается на 0,05, а при увеличении *l* на 0,1 величина q/σ_s увеличивается на 0,0375.

Для устранения влияния r_1 и *l* все данные пересчитали для

Таблица 1

Значения отношения q/σ_s при разных значениях относительного радиуса *R* матрицы и относительного радиуса r_1 ступени пуансона

R	r_1					Сумма по строке	Среднее значение по строке
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5		
1,7	4,05	3,70	4,0	3,60	4,40	19,75	3,95
1,9	4,10	4,15	3,5	4,00	3,40	19,15	3,83
2,2	3,75	3,90	4,0	3,55	3,60	18,80	3,76
2,5	4,05	3,40	3,9	3,60	3,75	18,70	3,74
3,0	4,00	4,40	4,0	4,20	3,30	19,90	3,98
Сумма по столбцу	19,95	19,55	19,40	18,95	18,45	96,30	—
Среднее значение по столбцу	3,99	3,91	3,88	3,79	3,69	—	3,852

Таблица 2

Значения отношения q/σ_s в зависимости от относительной длины *l* пуансона до ступени и относительного радиуса r_2 галатели пуансона

l	r_2					Сумма по строке	Среднее значение по строке
	0	0,6	1,2	1,8	2,4		
0,8	3,3	3,60	3,4	3,50	3,75	17,55	3,51
1,2	3,7	3,40	4,0	3,55	3,90	18,55	3,71
1,6	3,6	4,00	3,6	4,05	4,15	19,40	3,88
2,0	4,1	3,90	4,0	3,75	4,20	19,95	3,99
2,4	4,0	4,05	4,0	4,40	4,40	20,85	4,17
Сумма по столбцу	13,70	18,95	19,0	19,25	20,40	96,3	—
Среднее значение по столбцу	3,74	3,79	3,8	3,85	4,08	—	3,852

значений $r_1 = 1$ и $l = 0$. Так, значение "4" в центральной большой клетке комбинационного квадрата (см. рис. 6) относится к значениям $r_1 = 1{,}3$ и $l = 2{,}4$ и при пересчете уменьшено до 3,25: подставив $l = 0$, получили $[(2{,}4 - 0)/0{,}1]0{,}0375 = 0{,}9$ (уменьшили), подставив $r_1 = 1$, получили $[(1{,}3 - 1)/0{,}1]0{,}05 = 0{,}15$ (увеличили). Число "4,05" в первой большой клетке верхнего ряда, относящееся к $r_1 = 1{,}1$ и $l = 1{,}6$, было уменьшено до 3,5: уменьшено на $[(1{,}6 - 0)/0{,}1]0{,}0375 = 0{,}6$ и увеличено на $[(1{,}1 - 1)/0{,}1]0{,}05 = 0{,}05$. При этом в аналитическую зависимость, определяющую влияние параметров l и r_1, вошли слагаемые $0{,}375l - 0{,}5(r_1 - 1)$.

Пересчитанные значения q/σ_s с учетом R и r_2 приведены в табл. 3.

Изменение в зависимости от параметра R усредненных по r_2 результатов (см. табл. 3, крайний правый столбец) с высокой точностью описывается формулой $\Delta_R = 0{,}5(R - 2{,}35)^2$. Для устранения влияния R каждое значение q/σ_s уменьшили на величину Δ_R. Изменения в зависимости от r_2 усредненных по R результатов

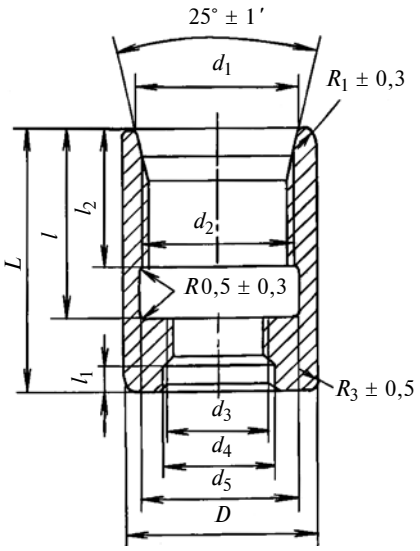


Рис. 9. Деталь, изготовляемая из полученных штамповкой заготовок

(см. табл. 3, нижняя строка) показали, что для нейтрализации фактора r_2 необходимо вычесть из каждого значения q/σ_s величину $\Delta_{r2} = (0{,}25r_2)^2$.

Устраняя по найденным зависимостям влияние всех четырех параметров, получили значения (см. табл. 3, в скобках) со значительно меньшими различиями, чем значения в малых клетках комбинационного квадрата (см. рис. 6). Их среднее арифметическое значение составило 3,16.

Скомпоновав полученные зависимости, получили искомую математическую модель:

$$q/\sigma_s = 0{,}5(R - 2{,}35)^2 - 0{,}5(r_1 - 1) + (0{,}25r_2)^2 + 0{,}375l + 3{,}16. \quad (1)$$

Рассчитанные по формуле (1) значения для используемых в эксперименте пуансонов приведены в больших клетках комбинационного квадрата. Там же в процентах указаны расхождения расчетных и экспериментальных данных. Наибольшее расхождение составило 4 %.

Для выдавливания пуансоном с цилиндрической боковой поверхностью без ступеней математическая модель (1) будет иметь вид:

$$q'/\sigma_s = 0{,}5(R - 2{,}35)^2 + 3{,}16. \quad (2)$$

В соответствии с формулой (2) при $R = 2{,}35$ относительное давление выдавливания составит 3,16 [7]. Это совпадает со значением, полученным теоретически [7].

Из полученных холодной штамповкой заготовок при изготовлении деталей (рис. 9, табл. 4) нарезают резьбы (d_2 и d_3). Для выхода резца при нарезании резь-

Таблица 3

Результаты промежуточных расчетов q/σ_s для определения свободного члена математической модели

R	r_2					Сумма по строке	Среднее значение по строке
	0	0,6	1,2	1,8	2,4		
1,7	3,35 (3,14)	3,5 (3,27)	3,40 (3,10)	3,50 (3,09)	3,75 (3,18)	17,50 (15,78)	3,50 (3,156)
1,9	3,40 (3,30)	3,20 (3,08)	3,30 (3,11)	3,35 (3,05)	3,65 (3,19)	16,90 (15,73)	3,38 (3,146)
2,2	3,25 (3,24)	3,25 (3,22)	3,25 (3,15)	3,30 (3,09)	3,50 (3,13)	16,55 (15,83)	3,31 (3,166)
2,5	3,20 (3,19)	3,20 (3,17)	3,20 (3,10)	3,25 (3,04)	3,60 (3,23)	16,45 (15,37)	3,29 (3,146)
3,0	3,25 (3,04)	3,55 (3,32)	3,60 (3,30)	3,60 (3,19)	3,65 (3,08)	17,65 (15,93)	3,53 (3,186)
Сумма по столбцу	16,45 (15,91)	16,70 (16,06)	16,75 (15,76)	17,00 (15,46)	18,15 (15,81)	85,05 (79,0)	—
Среднее значение по столбцу	3,29 (3,182)	3,34 (3,212)	3,35 (3,152)	3,40 (3,092)	3,63 (3,162)	—	3,402 (3,16)

Примечание. В скобках значения, рассчитанные без влияния всех четырех параметров

Таблица 4

Размеры деталей, приведенных на рис. 9

D $h12$	d_1 $H12$	d_2	d_3	d_4 $H8$	d_5 $H12$	L $h12$	l ±0,4	l_1 ±0,2	l_2 ±0,4
19	16	M14	M7	7,5	16	30	22	3	17
35	30	M28	M20×1,5	20,2	30	48	34	5	25

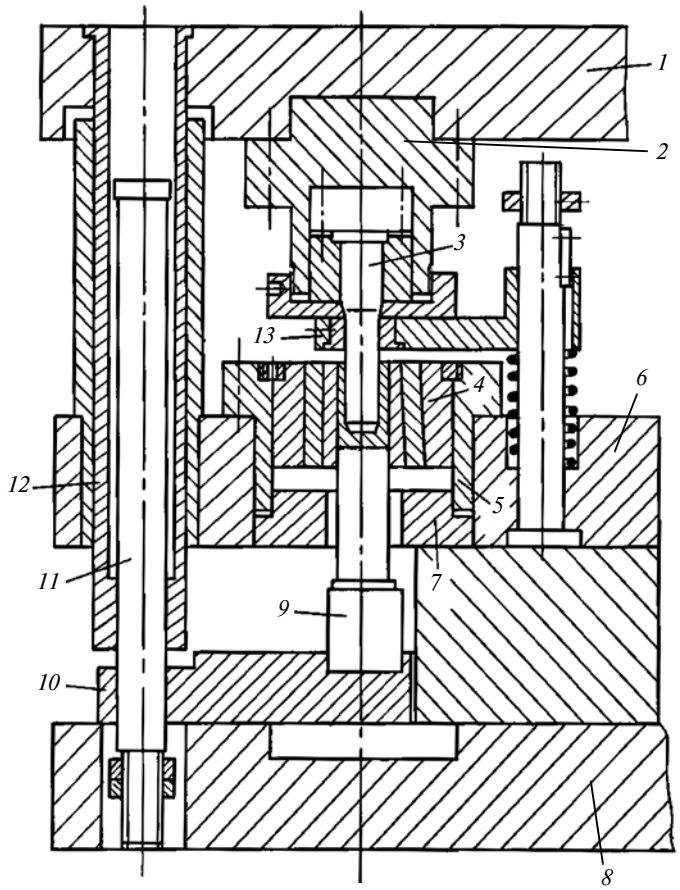


Рис. 10. Чертеж штампа

бы d_2 вытачивается канавка шириной $l - l_2$. Поэтому в заготовках в зоне перехода от участка с резьбой d_2 к участку с резьбой d_3 можно предусмотреть галтель большого размера, которая будет удалена при вытачивании канавки.

Для холодной объемной штамповки рассмотренных заготовок комплект инструмента, показанного на рис. 1, устанавливают в штамп, чертеж которого показан на рис. 10.

На верхней плите *1* в обойме *2* установлен пуансон *3*. В нижней части штампа в средней плите *6* размещена обойма *5* с матрицей *4*, опирающейся через прокладку *7* на нижнюю плиту *8*. Верхняя и нижняя части штампа связаны между собой направляющими колонками *12*.

Для уменьшения при выдавливании заготовки деформирующей силы матрица может свободно перемещаться вверх под действием сил трения, возникающих от контакта с вытекающим металлом заготовки.

Выталкивание изготовленной втулки из штампа осуществляется выталкивателем *9*, размещенным на траверсе *10*. Подъем траверсы при возвратном ходе пресса выполняется тягами *11*, установленными внутри направляющих колонок *12*. Для съема детали с пуансона предусмотрен консольный съемник 13.

Таким образом, получена формула относительного давления для выдавливания заготовок из разных материалов пуансоном со ступенчатой поверхностью. Для расчета силы пресса надо умножить относительное давление на напряжение текучести заданного материала и площадь поперечного сечения пуансона.

При оценке усталостной прочности ступенчатого пуансона необходимо учитывать и концентрацию напряжений в галтели [4, 8]. Для повышения усталостной прочности пуансона можно использовать специальное покрытие его рабочей части [9] или применять способ штамповки, описанный в работе [10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дмитриев А. М., Демин В. А.** Современные конкурентоспособные технологии, оборудование и оснастка при производстве заготовок давлением // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 5. С. 34—38.
2. **Сосенушкин Е. Н.** Развитие систем пластического деформирования // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 1 (9). С. 30—38.
3. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Толмачев Н. С.** Холодное выдавливание конических стаканов с цилиндрической полостью // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2016. № 1 (55). С. 8—14.
4. **Dmitriev A. M., Grechnikov F. V., Korobova N. V.** Extending the Life of Steeped Punches in the Cold Extrusion of Bushes // Russian Engineering Research. 2017. Vol. 37. N. 5. P. 411—419.
5. **Ковка** и штамповка: Справочник. Т. 3. Холодная объемная штамповка деталей из компактных и порошковых материалов / Под общ. ред. Е. И. Семенова. М.: Машиностроение, 2010. 352 с.
6. **Dmitriev A. M., Korobova N. V.** Expanding of Application of Cold Die Forging by Inducing Active Contact Friction Forces // Journal of Friction and Wear. 2013. Vol. 34. P. 232—237.
7. **Dmitriev A. M., Korobova N. V., Yakubovskaya I. A.** Increasing Punch Life in Cold Cup Extrusion with Active Friction // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. N. 12. P. 896—901.
8. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Толмачев Н. С.** Экспериментальная проверка результатов компьютерного моделирования напряжений на элементе деформирующего инструмента // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 2 (29). С. 44—49.
9. **Создание** на основе переработки титановой стружки износостойких самосмазывающихся покрытий на поверхностях деталей машин и технологического инструмента / А. М. Дмитриев, А. И. Беликов, Н. В. Коробова, Ю. В. Панфилов // Технология легких сплавов. 2010. № 3. С. 79—86.
10. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В.** Изготовление поковок деталей из легированных сталей холодной штамповкой выдавливанием // Заготовительные производства в машиностроении. 2016. № 2. С. 13—18.

УДК 621.74:669.35

Д. А. БЕСПАЛОВ, Е. Ю. РЕМШЕВ, Г. А. ДАНИЛИН, д-р техн. наук, Г. А. ВОРОБЬЕВА, канд. техн. наук, В. А. ПЕХОВ (Балтийский ГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова), e-mail: danila_bespalov@mail.ru

Влияние режимов термообработки на физико-механические свойства проволоки из никельхромкремнистой бронзы

Представлены результаты экспериментального исследования по выбору оптимальных режимов термической обработки проволоки из сплава БрНХК для производства винтовых пружин сжатия. Исследована микроструктура образцов после старения при температурах 440÷480 °С, проведены испытания на растяжение.

Ключевые слова: никельхромкремниевая бронза, микроструктура, механические свойства, упрочнение, деформация.

The results of experimental research on selection of heat treatment optimal modes of a wire from "БрНХК" alloy for production of helical compression springs are presented. The microstructure of specimens after aging at 440÷480 °C temperatures is studied, tension tests are carried out.

Keywords: nickel-chromium-silicon bronze, microstructure, mechanical properties, strengthening, deformation.

В технике наиболее применяемыми упругими элементами являются различные пружины (рис. 1): винтовые цилиндрические, конические, спиральные, кольцевые, тарельчатые и т. д. Основной эксплуатационный показатель пружин — упругая характеристика, т. е. зависимость перемещения упругого элемента от действующей силы [2]. Также важным показателем упругого элемента является жесткость $C_т$ — сила, вызывающая перемещение в 1 мм. Пружины классифицируют по назначению: силовые — обеспечивают силовое воздействие; амортизационные — воспринимают мгновенную кинетическую энергию (ударное воздействие) и рассеивают ее посредством упругих колебаний.

Основное свойство, которым должен обладать материал пружины — высокое сопротивление малым пластическим деформациям в условиях кратковременного нагружения (предел упругости) и продолжительного нагружения (релаксационная стойкость). Эти показатели во многом зависят от состава и структуры материала. Такими свойствами обладают дисперсионно-твердеющие сплавы. Никельхромкремнистая бронза (БрНХК 2,5-0,7-0,6) относится к умеренно дисперсионно-твердеющим сплавам и упрочняется по схеме: закалка с образованием пересыщенного твердого раствора (температура 800÷950 °С), охлаждение в воде, холодная пластическая деформация (ε = 60 %). Последующее старение обеспечивает распад пересыщенного твердого раствора. При этом образуются и увеличиваются отдельные выделения избыточной фазы. Скорость увеличения выделений контролируется коэффициентом объемной диффузии в решетке матрицы. Сплав БрНХК является материалом широкого назначения ввиду оптимального сочетания прочностных и пластических свойств, высокой жаропрочности, тепло- и электропроводности. Он используется в электротехнике, электронике, приборостроении и других отраслях промышленности, в том числе и для изготовления пружин. Сплав БрНХК может заменить такие дорогостоящие и дефицитные материалы, как кобальт и никелебериллиевые бронзы [1].

При изготовлении пружин для обеспечения комплекса требуемых механических свойств сплава БрНХК необходимо определить влияние режимов старения (температуры и времени выдержки) на его свойства.

В исследовании использовали образцы из сплава БрНХК диаметром 3,5 мм и длиной 250 мм (ГОСТ 10446—80). После холодной пластической деформации их подвергали старению при температурах T = 440; 460 и 480 °С с выдержкой t = 1,5; 2,0 и 2,5 ч, за-

а) *б*) *в*) *г*) *д*)

Рис. 1. Некоторые виды пружин:
а — винтовая; *б* — спиральная; *в* — прямая (изогнутая); *г* — кольцевая; *д* — тарельчатая

Показатели механических свойств образцов в исходном состоянии и после старения

T, °C	t, ч	Образец	$\sigma_{0,05}$, МПа	$\sigma_{0,5}$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %
Исходное состояние		1	495	591	709	2,86
		2	288	321	663	3,27
		3	366	468	672	3,42
440	1,5	1	757	798	850	3,76
		2	665	763	814	3,55
		3	702	725	760	7,48
	2,0	1	812	838	860	5,15
		2	800	807	812	1,64
		3	816	836	850	2,61
	2,5	1	826	847	858	2,16
		2	786	820	853	5,66
		3	856	837	856	3,04
465	1,5	1	729	752	797	4,53
		2	746	795	838	4,33
		3	778	807	843	5,93
	2,0	1	720	782	833	8,90
		2	772	801	834	6,14
		3	733	776	830	7,62
	2,5	1	691	762	839	4,61
		2	758	790	826	6,31
		3	750	769	810	8,02
480	1,5	1	729	741	790	6,73
		2	719	747	793	7,59
		3	797	751	797	4,26
	2,0	1	720	733	781	4,19
		2	709	750	799	5,06
		3	707	762	820	5,73
	2,5	1	706	727	780	5,92
		2	739	768	808	4,81
		3	685	703	760	6,07

тем испытывали на растяжение на машине Shimadzu AGX 100kn.

Результаты испытаний на растяжение — показатели механических свойств: предел упругости $\sigma_{0,05}$, предел текучести $\sigma_{0,2}$, предел прочности $\sigma_в$ и относительное удлинение δ — сведены в таблицу.

Установлено, что наиболее высокие механические свойства обеспечивает старение при температуре 440 °С. При повышении температуры механические свойства снижаются. Наиболее эффективное время выдержки t = 2÷2,5 ч.

Исследовали микроструктуры материала в исходном состоянии, образцов после термической обработки, после холодной пластической деформации (рис. 2, 3). Установлено наличие деформированных в направлении приложенного усилия зерен твердого раствора и включений фаз разной степени дисперсности.

В исследовании использовали три образца одной плавки, отобраннных из разных частей бухты проволоки.

В образце 1 (см. рис. 2, *а*) присутствуют темноокрашенные включения: крупные округлой формы размером до ~5 мкм и мелкие 1÷2 мкм; светлые фазы — пластинчатые (длина ≈10 мкм, толщина ≈2 мкм); острогранные.

В образце 2 (см. рис. 2, *б*) имеются в большом количестве (по сравнению с образцом 1) крупные включения округлой формы размером до 7 мкм; мелкие размерами 1÷2 мкм; пластинчатые и острогранные. Низкие механические свойства образца 2 обусловлены повышенным числом крупных темноокрашенных включений округлой формы размерами до 7 мкм.

После старения при температуре 440 °С в течение 1,5 ч в структуре сплава присутствуют деформированные зерна твердого раствора с частичной полигонизацией.

В образце 1 (см. рис. 2, *в*) имеются темноокрашенные включения: крупные округлой формы размером до 7 мкм; мелкие, выделяющиеся в полосе сдвига и переходных полосах по направлению деформации; светлые круглые и овальные 2÷6 мкм;

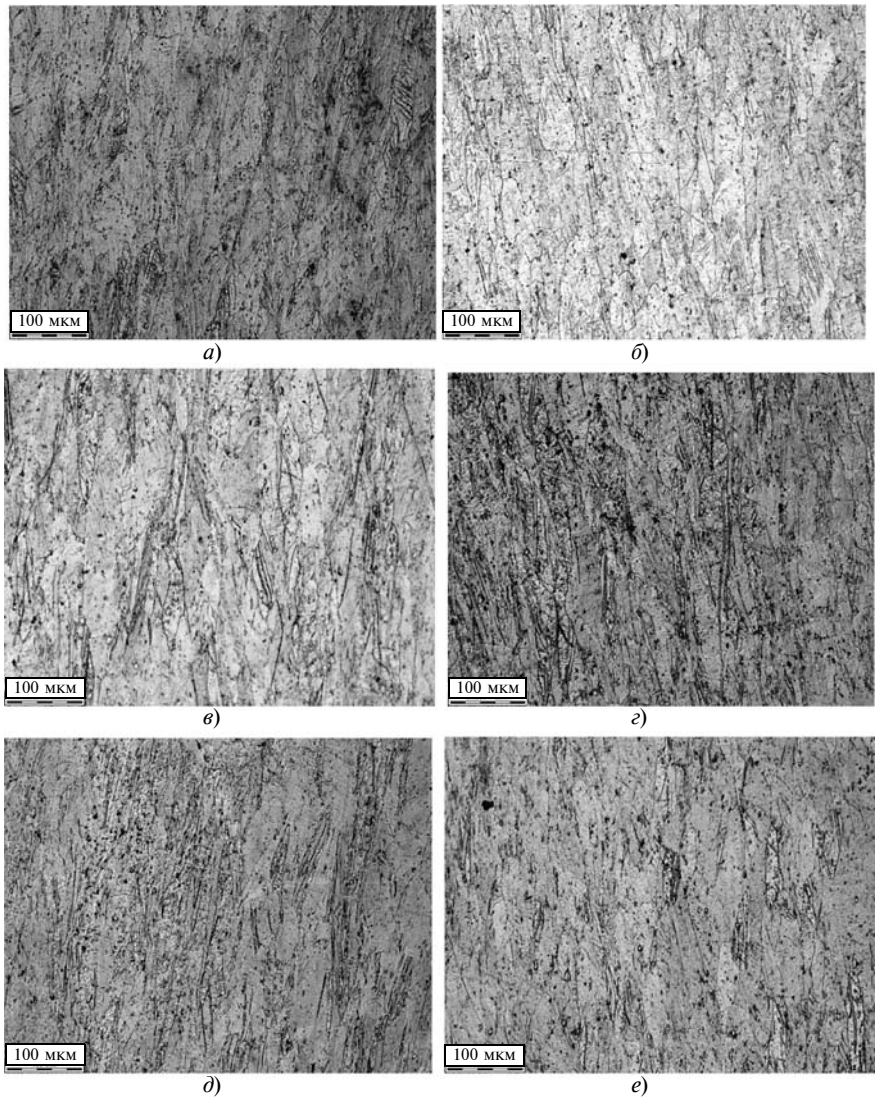
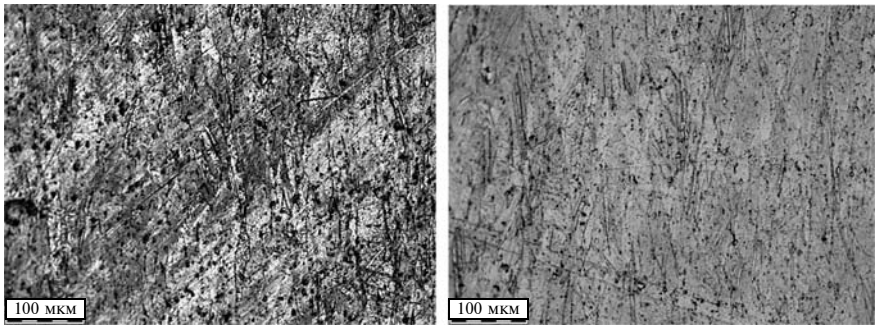


Рис. 2. Микроструктуры бронзового сплава после старения при T = 440 °С и t = 1,5 ч [образцы 1 (*а*) и 2 (*б*)] и T = 440 °С и t = 2 ч [образцы 1 (*в*) и 3 (*г*)], а также после испытаний на растяжение [образцы 1 (*д*) и 2 (*е*)]



а) *б*)

Рис. 3. Микроструктуры образцов 1 (*а*) и 3 (*б*) из бронзового сплава после старения при *T* = 465 °С и *t* = 1,5 ч и испытаний на растяжение

пластинчатые до 6 мкм, толщиной ≈2 мкм.

В структуре образца 3 (см. рис. 2, *г*) наблюдаются зерна, в которых имела место полигонизация, и зерна с частичной рекристаллизацией, преимущественно в разделительных полосах. Наряду с мелкими темноокрашенными частицами выделившихся фаз присутствуют темноокрашенные крупные и мелкие светлые включения.

Более низкие механические свойства образца 3 обусловлены большей полигонизацией с укрупнением субзерен и частичной рекристаллизацией.

При увеличении продолжительности старения (t = 2 ч) при температуре 440 °С в структуре сплава образца 1 (см. рис. 2, *д*) наблюдается и полигонизация с укрупнением субзерен и в некоторых зернах — частичная рекристаллизация, в том числе и в полосах сдвига наряду с наличием мелких фаз, увеличение размера темноокрашенных крупных включений, а также мелкие светлые включения.

В образце 2 (см. рис. 2, *е*) наблюдается укрупнение субзерен в результате рекристаллизации в бóльшем объеме, увеличение числа темноокрашенных крупных включений при небольшом количестве мелких, что и определяет снижение его механических свойств по сравнению с образцом 1.

При увеличении времени старения до 2,5 ч в структуре образца 1 увеличивается количество выделяющихся фаз, что обусловливает его упрочнение. В образце 2 снижение показателя $\sigma_{0,2}$ обусловлено ростом некоторых субзерен и зерен в полосах сдвига.

При T = 465 °С и t = 1,5 ч наблюдается значительный рост зерен и отдельных субзерен, а также укрупнение фаз (см. рис. 3).

Дальнейшее повышение температуры (480 °С) и продолжительности старения (1,5÷2,5 ч) приводит к еще большему укрупнению зерен и фаз, т. е. наблюдается большая разнозернистость (образец 3), что снижает прочность и сопротивление образца микропластической деформации (показатель $\sigma_{0,2}$).

Согласно работе [1] упрочнение сплава происходит при наличии двух интерметаллических соединений: силицида хрома (Cr_3Si) и силицида никеля (Ni_2Si). Известно, что при кристаллизации сплава в процессе затвердевания хром выделяется в свободном виде, образуются мелкодисперсные частицы, которые взаимодействуют с находящимся в сплаве кремнием, в результате образуется силицид хрома. При дальнейших термической и пластической обработках число частиц силицида хрома остается неизменным. Изменяются только их форма и размеры.

В работе [2] установлено, что крупные округлые частицы представляют собой силицид хрома, легированный небольшим количеством меди. Вытянутые пластинчатые выделения хрома содержат меньше силицида хрома, но они включают в себя медь и никель. В отличие от силицида хрома силицид никеля образуется, как правило, при старении сплава [1].

Дополнительное старение бронзы при T = 440÷480 °С приводит к увеличению наиболее крупных (более 5 мкм) округлых и прямоугольных частиц без изменения химического состава. Мелкие частицы обогащаются никелем (Ni_2Si) и медью. При старении матрица (α-твердый раствор) дополнительно обедняется хромом, содержание никеля остается прежним. В сплаве БрНХК состав фаз усложнен из-за наличия неравновесных промежуточных фаз, образующихся при старении.

Таким образом, свойства бронзы БрНХК при старении изменяются в результате структурных изменений в матрице (полигонизация, рекристаллизация, изменение размеров зерен), а также изменений размеров и количества выделяющихся фаз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Андреева Л. Е.** Упругие элементы приборов. М.: Машгиз, 1962. 462 с.

2. **Пастухова Ж. П., Рахштад А. Г.** Пружинные сплавы цветных металлов. М.: Металлургия, 1983. 364 с.

3. **Карева Н. Т., Корягин Ю. Д.** Влияние режимов термической обработки на структуру бронзы БрНХК // Металловедение и термическая обработка. 2015. № 4. С. 84—88.

4. **Ремшев Е. Ю.** Применение метода акустической эмиссии для контроля качества пружин из сплава ВТ23 // Металлообработка. 2012. № 4. С. 27—33.

5. **Обеспечение** эксплуатационной надежности упругих элементов акустическими методами / Е. Ю. Ремшев, Г. А. Данилин, Г. А. Воробьева, М. Ю. Силаев // Металлург. 2015. № 3. С. 41—45.

6. **Vorob'eva G. A., Remshev E. Y.** Effect of the parameters of aerothermoacoustic treatment of 40Kh steel on the acoustic emission parameters // Russian Metallurgy. 2016. N. 3. P. 189—192.

7. **Высококачественная** проволока из электротехнических бронз производства ОАО "КУЗОЦМ" / Арсеньева Н. С, Н. Ф. Боков, Е. А. Казанцев и др. // Металлург 2009. № 12. С. 62—65.

УДК 622.23.05

В. Г. БОРОВСКИЙ, канд. техн. наук, Е. А. НЕГИНСКИЙ, О. С. ОТТ, канд. техн. наук (ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ", г. Москва), А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vniiinstrument@vniiinstrument.ru

Исследование процесса обработки твердых горных пород алмазно-твердосплавными пластинами[1]

Разработан режущий измерительный блок (РИБ) для измерения основных параметров процесса бурения твердых горных пород долотами, оснащенными алмазно-твердосплавными пластинами. Блок обеспечивает сбор и передачу по радиоканалу информации в компьютер.

Ключевые слова: буровой инструмент, режущий измерительный блок, алмазно-твердосплавная пластина, автоматизированный стенд, аттестация, сертификация, терморезистор, тензорезистор.

The cutting measurement unit (CMU) for measurement of principal parameters of boring process of hard rocks by bits, equipped with polycrystalhne diamond inserts, is developed. The unit assures collection and transfer of information via radio channel to a computer.

Keywords: boring tool, cutting measurement unit, polycrystalline diamond insert, automated bench, attestation, certification, thermo-resistor, resistive-strain sensor.

Консорциум научных, производственных и образовательных организаций под руководством НИТУ "МИСиС" разрабатывает технологию горизонтального и наклонного геологоразведочного бурения в твердых горных породах для последующей добычи нефти и газа. Важным при освоении данной технологии является создание высокоэффективных породоразрушающих долот и их серийное производство.

Для исследования процесса бурения твердых горных пород в ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" создан автоматизированный экспериментальный стенд, обеспечивающий разработку методик аттестации и сертификации буровых долот, а также создание метрологической базы для серийного производства.

Анализ показателей процесса бурения [1—4] и имеющихся экспериментальных автоматизированных стендов [5] позволил определить основные параметры стенда. Были разработаны и изготовлены средства измерения и анализа результатов испытаний, используемых при бурении алмазно-твердосплавных пластин (АТП), включая контроль их износа.

Главным элементом автоматизированного стенда является режущий измерительный блок (РИБ) (рис. 1) с функциями экспериментальной обработки образцов горных пород и измерения основных показателей процесса резания: крутящего момента $M_{кр}$ на шпинделе и температуры t на контактных поверхностях АТП. В качестве АТП используются режущие элементы, описанные в работе [1].

Разработанный образец РИБ, в отличие от уже известных конструкций с применением контактных токосъемников [6—9], обеспечивает сбор измерительной информации и передачу ее по радиоканалу в компьютер для обработки. Наряду с высокой надежностью передачи информации в условиях, максимально приближенных к реальным, обеспечивается высокая жесткость системы измерения. Для снижения изгибных деформаций в конструкции РИБ дополнительно используются опорные секторы (см. рис. 1).

Достоинством данной конструкции является двухрядная оппозитная схема установки АТП в корпусе РИБ, по одной пластине в каждом ряду (рис. 2), что исключает влияние биения режущих кромок, а соответственно, и случайного распределения динамических и тепловых нагрузок на режущие кромки, а также уравновешивает радиальные и тангенциальные силы Ft_1, Fr_1, Ft_2, Fr_2 (см. рис. 2).

Осевая пластина, по сравнению с периферийно расположенной пластиной, находится на меньшем радиусе относительно оси вращения РИБ и смещена в радиальном направлении на 5 мм, а в осевом — на 3 мм ниже. Такое положение пластин позволяет частично компенсировать влияние из-

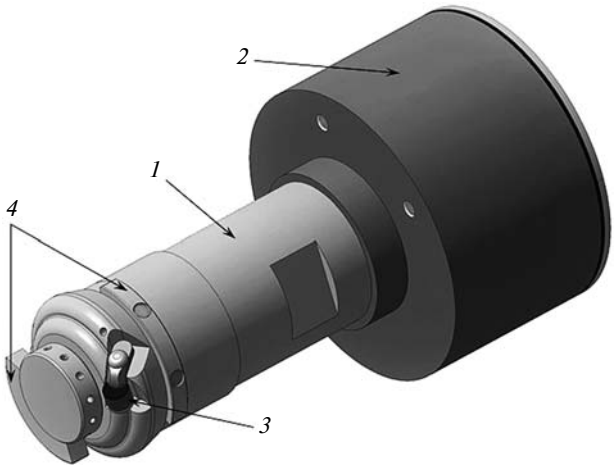


Рис. 1. Режущий измерительный блок:
1 — корпус; *2* — электронный блок; *3* — АТП; *4* — опорные секторы

[1] Работа выполняется при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках соглашения № 14.579.21.0094 о предоставления субсидии от 27.07.2015 г. Уникальный идентификатор ПНИ RFMEFI57915X0094.

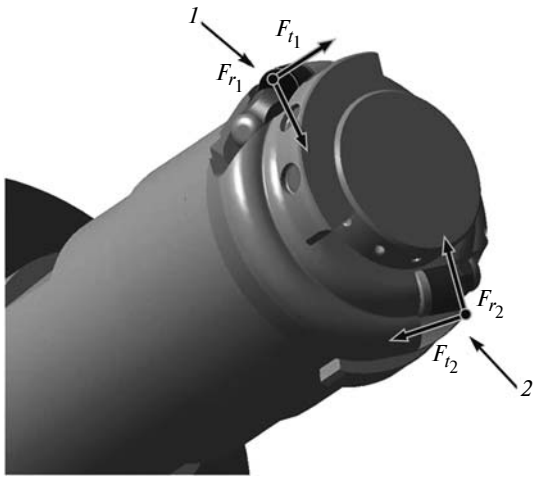


Рис. 2. Двухрядная оппозитная схема установки АТП:
1 — периферийная пластина; *2* — осевая пластина

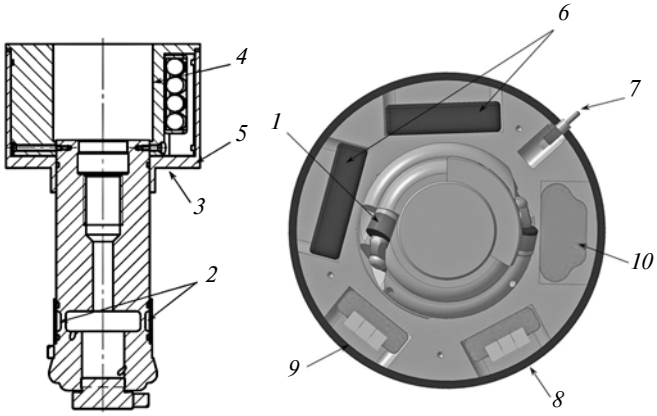


Рис. 3. Конструктивные элементы РИБ

гибающих моментов при работе РИБ и повышает надежность измерения суммарного крутящего момента, так как исключается влияние биения режущих кромок АТП.

При однорядном расположении радиальное и осевое биения режущих кромок пластин после установки в корпусе долота составляют более 0,2 мм, что при рабочей подаче до 0,4 мм/зуб. бурового алмазного инструмента повышает неравномерность съема материала и снижает эффективность обработки информации.

В корпусе РИБ имеются каналы с уплотнениями для внутреннего подвода смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС), подаваемой через шпиндель под давлением до 2 МПа, что существенно повышает стабильность результатов обработки.

Конструктивные параметры РИБ выбраны на основании расчетов с использованием результатов предварительных испытаний АТП при резании образцов горных пород [10].

АТП РИБ устроен следующим образом (рис. 3). Измерительная информация с терморезистора *1*, встроенного в АТП [1], и двух парных тензорезисторов *2*, установленных в корпусе РИБ и соединенных по мостовой схеме, поступает в находящийся в верхней части РИБ электронный блок *3*, который обрабатывает и передает информацию по радиоканалу в компьютер. Электронный блок состоит из корпуса *4*, крышки *5*, блока питания *6* (12 В), тумблера *7*, цифрового преобразователя терморезистора *8* с выходом CAN, цифрового преобразователя тензорезистора *9* с выходом CAN, цифрового преобразователя CAN — радиоканал *10*.

Миниатюрные парные тензорезисторы (350 Ом) установлены симметрично относительно оси в проточке корпуса РИБ. Внутри корпуса в зоне проточки имеется цилиндрическая полость, образующая кольцевой элемент, который деформируется под действием крутящего момента, возникающего в процессе бурения.

Четыре тензорезистора соединены с помощью изолированных от корпуса проводов по мостовой схеме для исключения влияния осевых и радиальных сил и изгибающих моментов. Частоты опроса: термопреобразователя — 10 Гц, тензопреобразователя — 2400 Гц.

Электронный блок находится в верхней части корпуса РИБ вне зоны бурения, чтобы максимально снизить влияние процесса резания на качество радиосигналов.

Цифровые преобразователи для повышения надежности передачи и возможности дальнейшего расширения функций РИБ соединены с универсальной шиной CAN. Цифровой преобразователь приемника радиосигнала также имеет выход на шину CAN с возможностью передачи измерительной информации в системный блок компьютера.

Автоматизированная система комплексной оценки параметров процесса резания состоит из блоков обработки измерительной информации, объединенных в два информационных потока:

информация по температуре в зоне резания: терморезистор — соединительный кабель — цифровой термопреобразователь — шина CAN — преобразователь в радиоканал — преобразователь из радиоканала — шина CAN — преобразователь в USB — кабель USB — системный блок компьютера — программное обеспечение на основе STADA — средства отображения визуальной и графической информации;

информация по крутящему моменту: тензорезисторный мост — соединительный кабель — цифровой тензопреобразователь — шина CAN — преобразователь в радиоканал — преобразователь из радиоканала — шина CAN — преобразователь в USB — кабель USB — системный блок компьютера — программное обеспечение на основе STADA — средства отображения визуальной и графической информации.

Программное обеспечение STADA позволяет разрабатывать пользовательские программы управ-

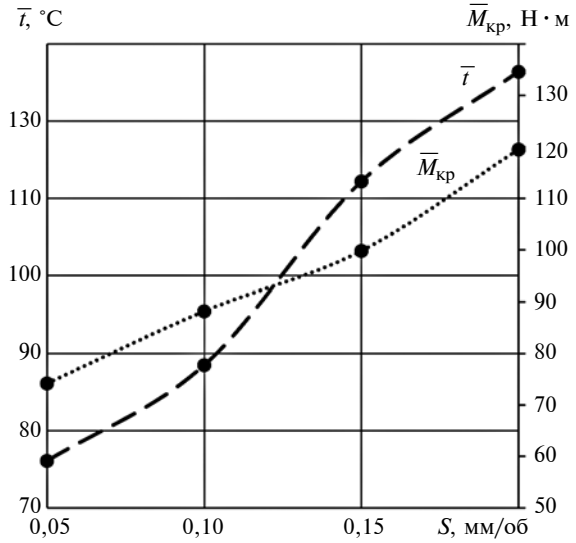


Рис. 4. Зависимости средней температуры $\bar{t}$ на режущей кромке АТП и среднего крутящего момента $\bar{M}_{кр}$ от подачи *s*

ления автоматизированным измерительным оборудованием различного назначения. Разработанное на его базе программное обеспечение для автоматизированного стенда предназначено для удаленной настройки параметров цифровых преобразователей, управления процессом измерения, обработки, анализа и хранения информации, визуального и графического отображения результатов испытаний АТП.

Испытания РИБ с природным гранитом показали стабильные результаты измерений. На рис. 4 приведены зависимости средних значений температуры $\bar{t}$ на режущей кромке АТП и крутящего момента $\bar{M}_{кр}$ от подачи *s*.

Таким образом, создано и испытано устройство для измерений и обработки данных о процессе бурения вращающимися долотами, оснащенными АТП, в условиях, близких к реальной эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Силовые** характеристики процесса резания высокопрочных горных пород алмазным инструментом / Г. В. Боровский, Л. И. Каменецкий, А. Р. Маслов и др. // Вестник машиностроения. 2016. № 9. С. 77—78.
2. **Demeng Che., Guo P., Ehmann K.** Issues in Polycrystalline Diamond Compact Cutter—Rock Interaction From a Metal Machining Point of View—Part I: Temperature, Stresses, and Forces // Transactions of the ASME-B-Journ Manufacturing Science Engineering. 2012. N. 12. P. 134—139.
3. **Demeng Che., Guo P., Ehmann K.** Issues in Polycrystalline Diamond Compact Cutter—Rock Interaction From a Metal Machining Point of View—Part II: Bit Performance and Rock Cutting Mechanics // Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2012. N. 12. P. 234—238.
4. **Osgouei R. E., Özbayoğlu M. E.** Rate of Penetration Estimation Model for Directional and Horizontal Well // 16th International Petroleum and Natural Gas Congress and Exhibition of Turkey. 2014. P. 46—51.
5. **Негинский Е. А., Кемеровский Е. В.** Автоматизированные измерительные стенды // Сб. тр. ВНИИинструмент. 1986. № 1. С. 84—89.
6. **Tikal F.** Schneidkantenpräparation Ziele, Verfahren und Messmethoden // Kassel. 2009. 193 с.
7. **Laurent G., Menand S., Sellami H.** PDC Bits: All comes from the cutter rock interaction // IADC/SPE Drilling Conference — Miami. United States, 2006. 190 p.
8. **Laboratory** drill rig for PDC bearing and cutter development / J. Lund, C. Cooley, J. Gonzalez, T. Sexton // Diamond tooling journal. 2009. N. 1. P. 34—48.
9. **Бондаренко Н.А., Кущ В. И., Казьмин А. О.** Изучение температурного режима работы элементов оснащения буровых долот / Н. А. Бондаренко // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент — техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. Вып. 12. 2009. С. 125—130.
10. **Исследование** величины износа породоразрушающего поликристаллического инструмента / Г. В. Боровский, Л. И. Каменецкий, Н. А. Негинский и др. // Вестник машиностроения. 2017. № 6. С. 79—81.

УДК 532.5:621.895

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград), В. А. НАУМОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ), С. И. КОРЯГИН, д-р техн. наук (БФУ им И. Канта), e-mail: monolit8@yandex.ru

Гидравлический расчет системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону обработки материала

Рассматриваются основные этапы расчета гидравлического сопротивления гибкой системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону обработки материала.

Ключевые слова: гидравлическое сопротивление, диаметр сопла, статический напор, смазочно-охлаждающая жидкость.

The general stages of analysis of hydraulic resistance of flexible system of coolant-cutting fluid feed to material processing zone are considered.

Keywords: hydraulic resistance, nozzle diameter, static pressure, coolant-cutting fluid.

При обработке большого объема материалов по современным технологиям используют смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ). В зависимости от технологии используют СОЖ от минимального количества (метод MQL) до мощных струй, подаваемых в зону обработки с большой скоростью [1—8]. Системы подачи СОЖ или встраиваются в станки с ЧПУ при проектировании, или станки поставляются без этих систем, и тогда пользователь самостоятельно проектирует и оснащает ими станки. Несмотря на разнообразие технологий и оборудования для подачи СОЖ, отсутствуют развитые, до-

ступные инженерные методики расчета гидравлических систем смазывания и охлаждения зоны обработки материала. Рассмотрим особенности технологий СОЖ и примеры расчета систем.

Шлифование широко используется при изготовлении прецизионных деталей в металлообрабатывающей механической промышленности в целом. Применительно к современным шлифовальным станкам с ЧПУ улучшение этого процесса осуществлялось относительно позиционирования и жесткости системы "машина — деталь — инструмент", что позволяло изготовлять высокоточные детали с небольшими размерными допусками. Из существующих методов смазывания метод MQL рассматривается в качестве альтернативы [1]. Этот метод можно также рассматривать как сочетание обычных смазывания и охлаждения и сухой обработки, в котором небольшое количество масла, смешанного с потоком сжатого воздуха, подается к заготовке. Метод MQL широко используется при механической (например, токарной) обработке инструментами с определенной геометрией, который дает очень удовлетворительные результаты. Однако метод MQL мало изучен применительно к процессам измельчения, при которых используется инструмент с неопределенной геометрией [1]. Увеличение разработок систем для смазывания методом MQL в научных и промышленных центрах привело к значительному расширению промышленного использования высокопроизводительного оборудования.

При использовании метода MQL производительность повышается, как правило, до 30 %, уменьшаются расходы на сервис по сравнению с общепринятым применением смазочной и охлаждающей жидкости. Использование оборудования с MQL хорошо согласуется с повышением требований к защите окружающей среды, общей культуры и чистоты производства. По некоторым оценкам, в среднем 10 % издержек, связанных с обработкой заготовки, составляет стоимость СОЖ.

Примером промышленного применения систем смазывания минимальным количеством является SKF LubriLean, обеспечивающая своевременную и достаточную подачу СОЖ на режущий инструмент [8]. Точечная подача СОЖ непосредственно в зону обработки значительно снижает трение между инструментом, заготовкой и стружкой [8].

При небольшом объеме подаваемой жидкости и деталь, и отходы увлажняются меньше, что сокращает издержки на дальнейшую обработку заготовки и оборудования. При аэрозольной технологии (с одним каналом) смазочный материал подается в зону резания в виде аэрозоли с каплями одного размера ≈0,5 мкм через специальную систему сопел. Такая технология обеспечивает надежное смазывание режущей кромки инструмента даже при частоте вращения более 20 000 мин$^{-1}$. Для этой цели были разработаны модели VarioSuper и DigitalSuper системы смазывания SKF LubriLean, в которых подаваемое количество масла и сжатого воздуха регулируется с пульта управления станка во время автоматической смены инструмента [8].

Смазочно-охлаждающая система, кроме подачи смазывающей жидкости в зону резания, предназначена также для отвода из нее лишней теплоты, т. е. смазка используется как охладитель для уменьшения трения в контакте режущего инструмента с обрабатываемой заготовкой. Система подачи СОЖ позволяет форсировать режимы обработки, обрабатывать твердые заготовки и повышать ресурс фрез, что актуально для дорогостоящего твердосплавного инструмента или фрез с алмазным покрытием.

В работе [2] исследовано влияние СОЖ на эффективность процессов в станках с ЧПУ. В работе [3] отмечается, что при оптимизации ЧПУ фрезерных станков необходимо учитывать влияние СОЖ.

Систему охлаждения типа "масляный туман" изначально проектировали для форсированных систем обработки, так как в результате мелкодисперсного распыления частиц масла в воздушной струе СОЖ лучше проникает ко всем элементам в зоне обработки. Кроме того, более высокая теплоемкость "тумана" благоприятно сказывается на охлаждающей способности системы.

Современные технологии обработки материалов и оборудование высокой мощности позволяют интенсифицировать процессы резания, выдавливания, прокатки, штамповки, сверления, шлифования. Подводимая высокая мощность, высокие статические и динамические нагрузки вызывают нагрев деформируемых материалов, что может привести к снижению качества обработки, порче инструмента, оснастки и оборудования. Применение СОЖ снижает температуру в зоне обработки до приемлемой благодаря теплообмену и достаточно часто — парообразованию. Смазывающие свойства СОЖ уменьшают трение в зоне обработки, фрикционный износ инструмента, значительно снижают вероятность задира и повреждения поверхностей обрабатываемых деталей и инструмента.

В общем случае использование СОЖ позволяет повысить интенсивность технологических процессов, производительность труда и оборудования, качество продукции. Экспериментально установлено, что при использовании СОЖ на 30÷40 % снижаются затраты на обработку металлической детали. Наиболее распространенные СОЖ — нефтяные масла (как правило, с противоизносными и противозадирными присадками) и их 3÷10 %-е водные эмульсии.

Как правило, система распыления включает подводящую магистраль (шланг) с фильтром, воздушный смеситель, подводящую (гофрированную) трубку и сопловый штуцер (рис. 1). Воздушный

Рис. 1. Распылитель с подводящей магистралью (шлагом) [3]

Рис. 2. Погружной насос типа ES для подачи СОЖ [5]

смеситель позволяет контролировать степень насыщения распыляемого потока влагой.

В качестве СОЖ можно использовать разные жидкости. Гибкая регулировка подачи позволяет адаптировать систему под разные модели фрезерных станков с ЧПУ. При этом интенсивность работы системы можно менять в зависимости от типа обрабатываемых заготовок и, соответственно, потребности в охлаждении и смазывании. Такое регулирование невозможно без знания зависимости расхода и скорости истекающей жидкости от параметров системы СОЖ, т. е. необходим гидравлический расчет системы.

В систему СОЖ, кроме названных элементов, входит насос. Выпускают специальные центробежные вертикальные электронасосы, подающие к инструменту металлорежущих станков охлаждающую жидкость, не оказывающую активного коррозионного действия на их детали, погруженные в жидкость. Например, насосы типа П-25М—П-200М (таблица) [5] работают на СОЖ и минеральных маслах вязкостью 1÷90 мм^2/с (последнее значение показывает, что их кинематическая вязкость в 90 раз больше вязкости воды при 20 °С) при температуре рабочей жидкости 10÷50 °С и температуре окружающей среды 1÷55 °С. Концентрация загрязненности рабочей жидкости — не более 5 г/л. Размер загрязняющих частиц не более 0,5 мм.

Погружной насос для воды и СОЖ типа ES [6] (рис. 2) используется в контурах подачи и охлаждения СОЖ небольших обрабатывающих станков. Главной характеристикой насоса называют зависимость *1* напора от подачи насоса Q (рис. 3). Характеристика трубопровода представляет собой зависимость суммарных гидравлических потерь в системе СОЖ от расхода перекачиваемой жидкости:

$$H_{\text{тр}}(Q) = H_{\text{ст}} + H_{\text{пот}}(Q) + \Delta E;$$

$$\Delta E = (v_{\text{ист}}^2 - v_{\text{вс}}^2)/(2g),$$

где $H_{\text{ст}}$ — статический напор, не зависящий от расхода Q, равен перепаду уровней жидкости во входном (всасывание) и выходном (истечение в атмосферу) сечениях плюс разность пьезометрических напоров в указанных сечениях; $H_{\text{пот}}$ — гидравлические потери; ΔE — разность скоростных напоров (удельной кинетической энергии жидкости) на входе ($v_{\text{вс}}$) и на выходе ($v_{\text{ист}}$).

Технические характеристики электронасосов (помп) типа П-25М—П-200М [4]

Электронасос	d "	$p_{\text{ном}}$ на выходе, МПа	$Q_{\text{ном}}$, л/мин	$N_{\text{ном}}$, кВт	Масса, кг	Габаритные размеры, мм
П-25М	G 3/4	0,04	25	0,18	7,5	400 × 180
П-50М	G 3/4	0,04	50	0,18	7,5	417 × 180
П-100М	G 11/4	0,063	100	0,75	12,5	580 × 255
П-125М	G 11/4	0,063	125	0,75	12,5	580 × 155
П-200М	G 11/4	0,063	200	0,75	20,0	580 × 255

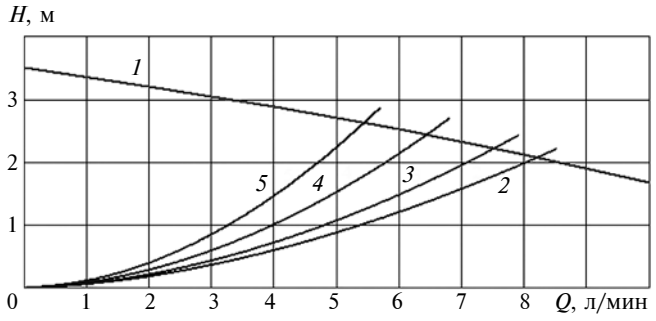


Рис. 3. Совмещенные характеристики насоса ES-P и трубопровода:

1 — главная характеристика насоса ES-P [5]; характеристики трубопровода при $d = 10$ мм, $H_{ст} = 0$ и диаметре сопла $d_c = 12$ (*2*), 8 (*3*), 6 (*4*) и 5 мм (*5*)

Гидравлические потери складывается из потерь на трение по длине трубопровода и потерь в местных гидравлических сопротивлениях:

$$H_{пот} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} + \sum_j \zeta_j \frac{v_j^2}{2g}, \qquad (1)$$

где λ — коэффициент гидравлических потерь на трение по длине трубопровода; L — длина участка трубопровода постоянного диаметра; d — внутренний диаметр трубопровода; $v_i = Q/S_i = 4Q/(\pi d_i^2)$ — скорость, рассчитываемая по расходу жидкости; ζ — коэффициент местных потерь; индекс 1 относится к течению в подводящей магистрали, 2 — в гофрированной трубке.

Пластмассовые (новые) трубки при турбулентном течении можно считать гидравлически гладкими и коэффициент λ рассчитывать по формуле Блазиуса:

$$\lambda_i = 0{,}3164/(\mathrm{Re}_i)^{0{,}25}; \quad \mathrm{Re}_i = \nu_i(d_i/\nu_i),$$

где Re — число Рейнольдса; ν — коэффициент кинематической вязкости смеси.

В противном случае необходимо учитывать их шероховатость.

При использовании минерального масла в трубопроводе может быть ламинарное течение, тогда коэффициент гидравлических потерь на трение по длине трубопровода рассчитывается по известной формуле $\lambda_i = 64/\mathrm{Re}_i$.

Следует учитывать, что в подводящей магистрали течет однородная жидкость, а в гофрированной трубке в общем случае — жидкость с пузырьками воздуха. В данной статье рассматривается частный случай, когда воздушная магистраль перекрыта и тогда из сопла истекает сплошная струя жидкости.

К местным гидравлическим сопротивлениям относятся повороты трубопровода, фильтр, смесительная камера, сопловой штуцер. Значения коэффициентов ζ_j местных потерь в формуле (1) принимали по справочнику [7].

На рис. 3 приведены результаты расчетов, выполненные при следующих значениях параметров: $H_{ст} = 0$; $L_1 = 5$ м; $L_2 = 0{,}3$ м; $d_1 = d_2 = d = 10$ мм и разных диаметрах d_c сопла на выходе. С увеличением d_c увеличиваются гидравлические потери и характеристика трубопровода становится более крутой. Существенно изменяется рабочая точка насосной установки. Рабочая точка для зависимости *3* системы СОЖ соответствует подаче $Q = 7{,}51$ л/мин и напору $H = 2{,}21$ м; рабочая точка для зависимости *5*: $Q = 5{,}43$ л/мин и $H = 2{,}62$ м. Скорость же истечения будет больше для зависимости *5*, так как диаметр выходного сопла меньше. Зависимости скорости истечения от диаметра сопла приведены ниже:

Скорость истечения жидкости v, м/с . . .	1,19	2,48	3,79	4,61
Выходной диаметр сопла d_c, мм	15	8	6	5

На рис. 4 и 5 приведены результаты расчета формы сплошной струи жидкости в зависимости от диаметра выходного сопла и угла наклона оси сопла. В зависимости от координат поверхности обрабатываемой детали можно подобрать необходимые параметры системы СОЖ. (На рис. 4 и 5 x и y — горизонтальная и вертикальная координаты точек траектории струи жидкости, начальная точка имеет координаты 0,15).

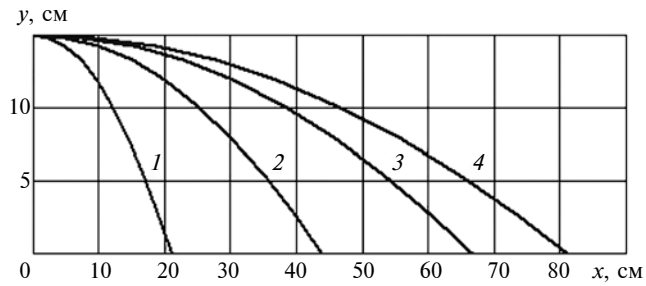


Рис. 4. Зависимости формы струи жидкости от диаметра d_c = 12 (*1*), 8 (*2*), 6 (*3*) и 5 мм (*4*) при горизонтальной оси сопла

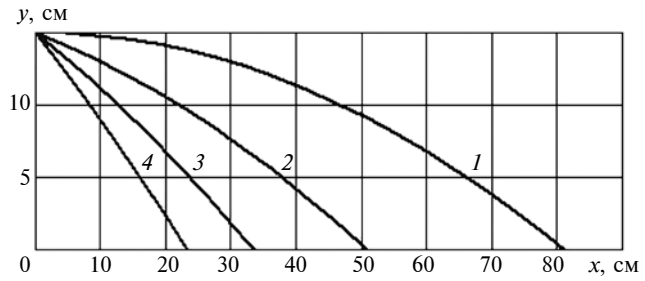


Рис. 5. Зависимости формы струи жидкости от угла наклона оси сопла α = 0 (*1*), 10 (*2*), 20 (*3*) и 30° (*4*) при d_c = 5 мм

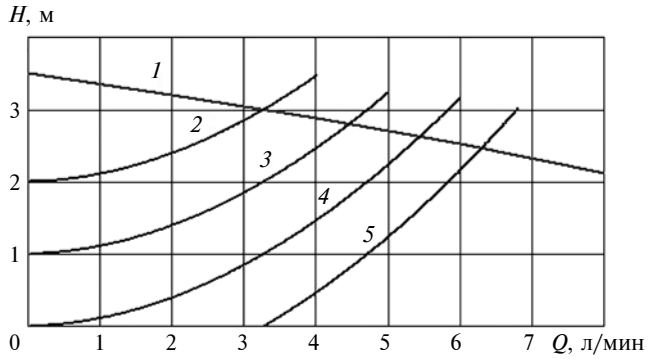


Рис. 6. Совмещенные характеристики насоса ES-P и трубопровода:

1 — главная характеристика насоса ES-P [5]; характеристики трубопровода при d = 1 мм, d_c = 5 мм и $H_{ст}$ = 2 (*2*), 1 (*3*), 0 (*4*) и −1 м (*5*)

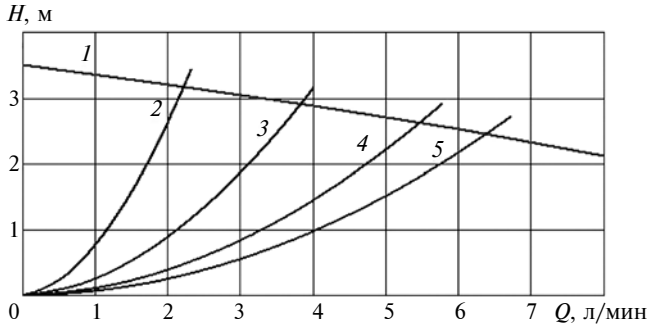


Рис. 7. Совмещенные характеристики насоса ES-P и трубопровода:

1 — главная характеристика насоса ES-P [5]; характеристики трубопровода при d_c = 5 мм, $H_{ст}$ = 0 и d = 5 (*2*), 7 (*3*), 10 (*4*) и 15 мм (*5*)

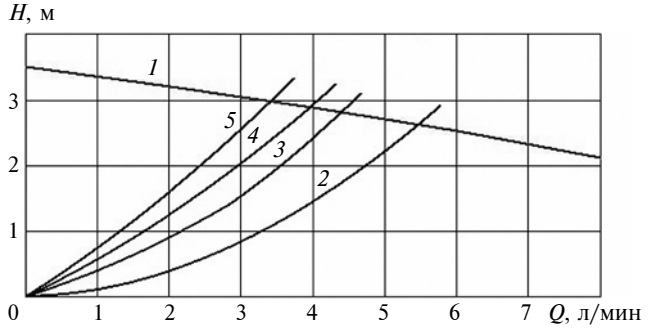


Рис. 8. Совмещенные характеристики насоса ES-P и трубопровода:

1 — главная характеристика насоса ES-P [5]; характеристики трубопровода при d = 10 мм, d_c = 5 мм и коэффициенте кинематической вязкости ν = 1 (*2*), 10 (*3*), 15 (*4*) и 20 мм^2/с (*5*)

На рис. 6 приведены результаты расчета при базовых значениях параметров и разных величинах статического напора. Зависимости получены для случаев: *4* — уровень жидкости в емкости находится на уровне среза сопла; *3* — сопло на 1 м выше жидкости; *5* — сопло на 1 м ниже жидкости. Чем ниже расположено сопло, тем больше расход и меньше напор в рабочей точке, при этом скорость истечения увеличивается, так как все остальные размеры системы СОЖ не изменяются.

Зависимости на рис. 7 показывают влияние диаметра трубопровода на положение рабочей точки насосной установки. Увеличение диаметра d позволяет значительно увеличить расход жидкости, при этом увеличивается и скорость истечения струи.

Следует учитывать, что замена воды минеральным маслом значительно меняет гидравлические характеристики (рис. 8). Увеличение коэффициента ν кинематической вязкости жидкости при прочих одинаковых условиях приводит к уменьшению подачи и скорости истечения струи.

Таким образом, проведенные расчеты и анализ полученных результатов показали (см. рис. 3—8), что изменять рабочие точки можно путем варьирования разных параметров гидравлической сети. Максимальные напор и расход не достигаются одновременно. Расчеты проведены по осредненным справочным данным. Более точные эмпирические формулы можно получить только на основании статистических данных натурных измерений гидравлических характеристик.

Большое значение приведенные формулы имеют для расчета гидравлических систем подачи СОЖ станков с ЧПУ при применении сложной технологии с изменяющимися режимами обработки материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Application** of the minimum quantity lubrication (MQL) technique in the plunge cylindrical grinding operation / Alves J. A. C., De Barros Fernandes U., Da Silva J. C. E., et al. // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2009. V. 31. Issue 1. P. 1—4.
2. **Hung W., Lamere R., SanMiguel G.** Impact of micromist in CNC machining // 4-th Annual HTEC Conference. USA, Detroit, MI (July, 13—15, 2010) [Electronic resource]. URL: http: // www. nextgentooling. Com / uploads /2/8/4/1/28413645/impact_of_micromist_in_cnc_machining. pdf (дата обращения 11.12.2016).
3. **CNC** micromilling properties and optimization using genetic algorithms / A. A. Krimpenis, N. A. Fountas, I. Ntalianis, N. M. Vaxevanidis // Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2014. V. 70. N. 1. P. 157—171.
4. **PureLogic** R & D [Electronic resource]. URL: http:// www.purelogic.ru/ (date of application 11.12.2016).
5. **Аквабалт.** Насосы для СОЖ [Электронный ресурс]. URL: http://aquabalt.spb.ru/ (дата обращения 11.12.2016).
6. **Saudi** Perfect Pumps Co. [Electronic resource]. URL: http: // www. pompesap. com / (date of application 11.12.2016).
7. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
8. **LubriLean** VarioSuper [Electronic resource]. URL: http://www.skf.com / (date of application 11.12.2016).

УДК 629.063.7

Е. П. МАСЮТКИН, Б. А. АВДЕЕВ, кандидаты технических наук (Керченский государственный морской технологический университет), В. А. ЖУКОВ, д-р техн. наук (Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова), e-mail: dirigeant@mail.ru

Применение магнитных гидроциклонов для повышения качества очистки технических жидкостей

Дана модель взаимодействия магнитных частиц в криволинейном потоке жидкости в устройствах очистки инерционного типа. Показано влияние входной концентрации частиц на эффективность очистки жидкости в гидроциклоне с радиальным магнитным полем.

Ключевые слова: математическая модель, гидроциклон, эффективность очистки, магнитная коагуляция, флоккула.

The model of particles interaction in curvilinear fluid flow in cleaning devices of inertia type is given. The influence of input concentration of particles on cleaning effectiveness of liquid in a hydraulic cyclone with radial magnetic field is shown.

Keywords: mathematical model, hydraulic cyclone, cleaning effectiveness, magnetic coagulation, flocculus.

Технические жидкости (амортизаторные, антиобледенительные, гидравлические, охлаждающие, промывочные, смазочно-охлаждающие, тормозные и др.) [1] применяются в разных отраслях. Их рациональное использование — один из способов повышения эффективности и долговечности работы оборудования.

На сегодняшний день существуют четыре базовых принципа механической очистки вязких сред: отстаивание под действием сил гравитации; сепарация при внешнем воздействии (электрическое и магнитное поля или ультразвук); эффект сита — задерживание примесей, размер которых больше размера ячейки сита; инерционный, основанный на действии центробежной силы [1]. Наложение магнитного поля в рабочей камере устройств и аппаратов для улавливания частиц, в том числе и с ярко выраженными ферромагнитными свойствами, повышает степень очистки, практически не изменяя гидродинамику потока жидкости [3]. Особенно актуальна эта задача для черной металлургии и машиностроения.

Наиболее экономичный способ очистки большого объема технических жидкостей — очистка с помощью гидроциклонов (ГЦ), которые позволяют непрерывно извлекать механические примеси с постоянно высокой эффективностью. Однако процессы, проходящие в рабочих камерах аппарата, мало изучены, что сдерживает их массовое использование на производствах. Источники питания для обеспечения внешнего воздействия формируются из серийных промышленных комплектующих деталей и просты в изготовлении. Наложение полей электрической природы не требует существенного увеличения затрат на их изготовление и эксплуатацию при значительном повышении эффективности их работы.

На данный момент существует множество конструкций магнитных гидроциклонов (МГЦ), основные типы которых представленные на рис. 1 [3—7], и разных методик расчета их эффективности. Большинство методик основаны на эмпирических и полуэмпирических зависимостях, пригодных только для конкретного типа оборудования. Для МГЦ задача усложняется, так как, кроме магнитной силы, на частицы будет действовать и сила коагуляции.

В качестве оценки эффективности ГЦ используют диаметр среза частицы. В работе [3] Дж. Чен предложил определять диаметр среза частиц в МГЦ исходя из равенства сил, действующих на частицу, по формуле

$$d_{50m} = \sqrt{\frac{18\eta_c R v_r}{(\rho - \rho_c)v_\tau - R\mu_0 æ H \operatorname{grad} H}}, \qquad (1)$$

где v_τ и v_r — тангенциальная и радиальная составляющие скорости частицы в среде, м/с; R — расстояние между частицей и центром гидроциклона, м; d_i — диаметр сферической частицы, м; ρ и ρ_c — плотности частицы и среды соответственно, кг/м^3; η_c — вязкость среды, кг/(м · с); $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ — магнитная постоянная, Гн/м; æ — магнитная восприимчивость, о. е; H и grad$H$ — напряженность магнитного поля (А/м) и скорость ее изменения (А/м^2) в направлении движения частиц.

Граничный диаметр определяется по формуле [6]:

$$d_{\lim} = \sqrt[3]{\frac{2\mu v_r r}{æ H_0^2 (p-1)(2r/D)^{2(p-1)} + (\rho - \rho_c)v_\tau}}, \qquad (2)$$

где H_0 — напряженность магнитного поля на полюсе, А/м; μ — коэффициент кинематической

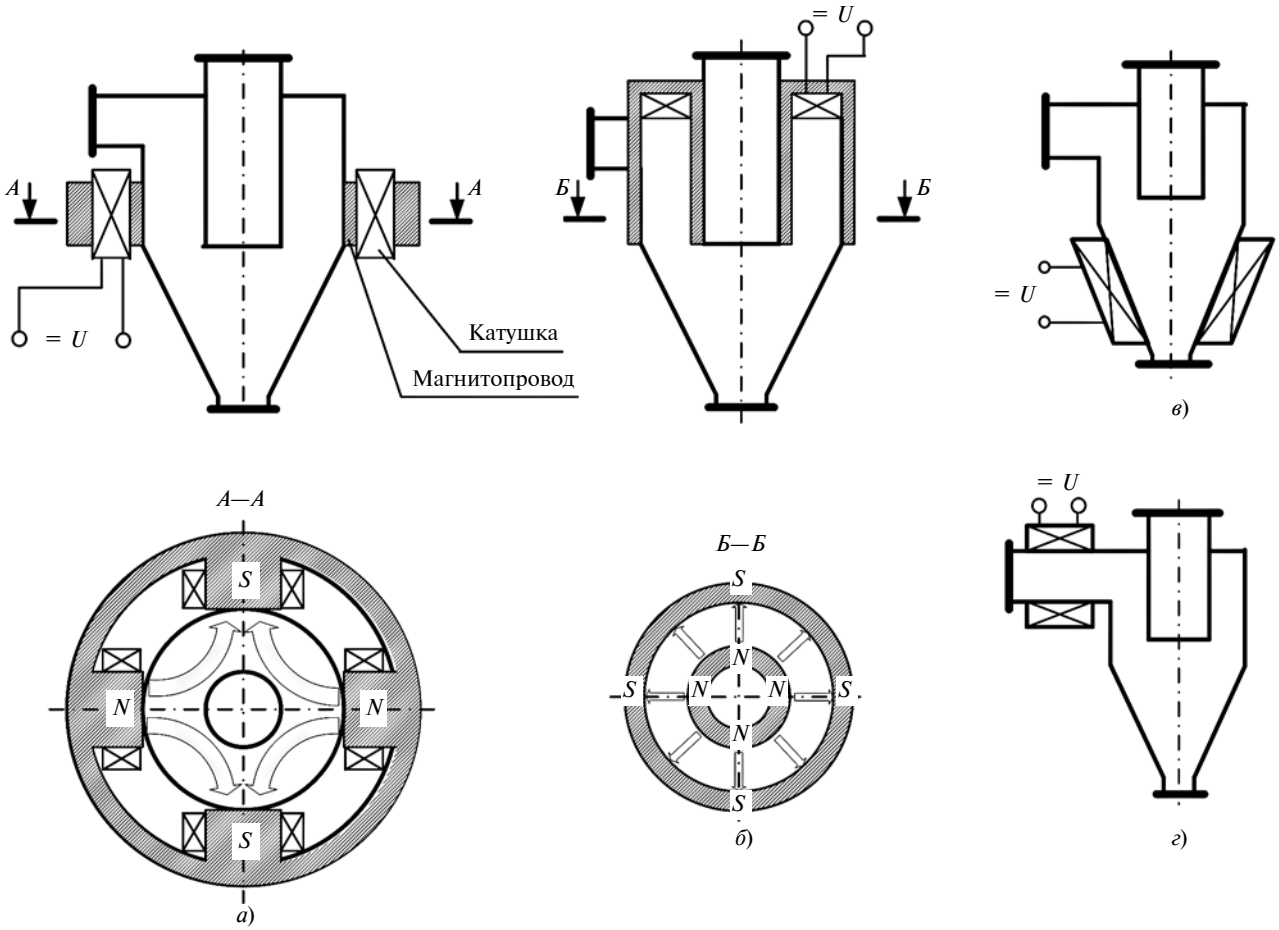


Рис. 1. Схемы магнитных гидроциклонов Уотсона (*а*), Фрикера (*б*), с полем в конической части (*в*), с коагулятором на входе (*г*)

вязкости, м^2/с; p — число пар полюсов; r — радиус выходного патрубка, м; D — диаметр гидроциклона, м.

Уравнениями (1) и (2) практически нельзя пользоваться из-за большого числа неизвестных величин, определение которых даже в лабораторных условиях вызывает серьезные затруднения, и особенно из-за невозможности учета сил коагуляции.

Магнитное поле в гидроциклоне воздействует на магнитные частицы, находящиеся в потоке вращающейся жидкости, способствуя их коагуляции. Масса коагулированных частиц больше, чем одиночных, и, соответственно, на них действуют большие центробежных сил инерции, под действием которых частицы перемещаются к внешней стенке аппарата и опускаются по ней в бункер. Таким образом, коагуляция имеет большое значение и не учитывать ее — грубейшая ошибка, к тому же сила взаимодействия двух частиц в отдельных случаях на порядок больше силы магнитного притяжения. Была разработана методика расчета выходной концентрации механических примесей из МГЦ, основанная на базовых законах физики и применимая к аппаратам любого типа [2]. Расчет вели по формулам:

$$\begin{cases} \eta_i = \dfrac{2\pi N n_{Fi}(\rho - \rho_c)\upsilon_\theta d_i^2}{9\mu_f(D - D_0)}; \\ n_{\text{ф}i} = 1 + \dfrac{9\mu_c}{U_{\text{ф}\max} d_i \rho}\left(1 - \sqrt[3]{\dfrac{\pi\rho}{6C_{\text{вх}}}}\right); \\ U_{\text{ф}\max} = \sqrt{\left(\dfrac{9\mu_c}{d_i\rho}\right)^2 + \dfrac{2\pi^2\mu_0 æ^2 H^2}{3\rho}} - \dfrac{9\mu_c}{d_i\rho}, \end{cases} \quad (3)$$

где $C_{\text{вх}}$ — входная концентрация частиц, кг/м^3; μ_c — магнитная проницаемость среды, в которой находятся частицы, Гн/м; N — число витков нисходящего потока, о. е; υ_θ — тангенциальная составляющая скорости частицы, м/с; $n_{\text{ф}i}$ — число частиц во флокуле; $U_{\text{ф}\max}$ — максимальная скорость соударения частиц при их коагуляции, м/с.

При полном улавливании частиц $\eta_i \geq 1$, при частичном улавливании частиц диаметром d_i – $\eta_i < 1$.

На основании уравнений (3) определены зависимости выходных концентраций частиц от их диаметра при разных входных концентрациях, показывающие преимущества МГЦ по сравнению с

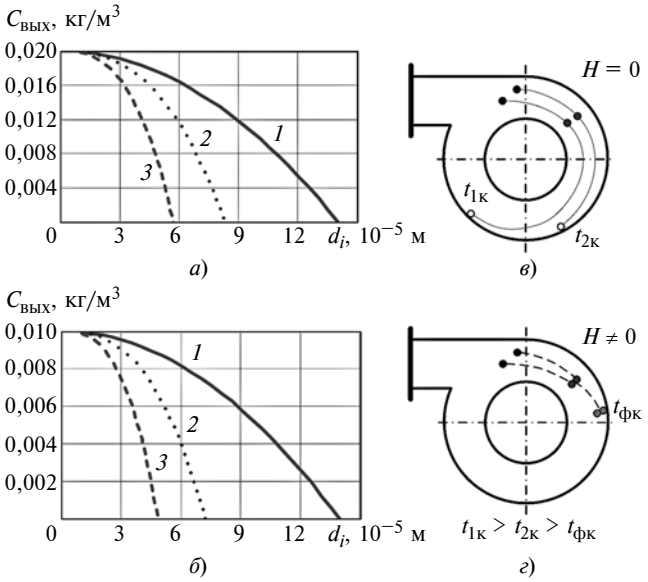


Рис. 2. Зависимости выходной концентрации $C_{вых}$ от диаметра d частиц примесей при входных концентрациях $C_{вх}$ = 0,02 (*а*) и 0,1 кг/м^3 (*б*); схемы коагуляции частиц в рабочей камере гидроциклона при отсутствии поля (*в*) и с полем (*г*) и напряженности поля H = 0 (*1*), 10 (*2*) и 40 кА/м (*3*)

обычными ГЦ (рис. 2, *а*, *б*). На рис. 2, *в*, *г* схематично показан процесс коагуляции в рабочей зоне аппарата.

Из рис. 2, *а* видно, что концентрация шарообразных частиц диаметром d = 40 мкм в МГЦ при напряженности H = 10 кА/м уменьшилась на 7,8 %, а при напряженности H = 40 кА/м — на 31,9 %. Увеличение напряженности магнитного поля способствует дальнейшей коагуляции (укрупнению) частиц и в конечном итоге повышению эффективности аппарата. Один из факторов, влияющих на сепарацию в МГЦ, — входная концентрация частиц: чем она выше, тем меньшая напряженность поля требуется для коагуляции частиц (см. рис. 2, *б*). Если входная концентрация частиц увеличится в 5 раз, то эффективность очистки частиц диаметром d = 40 мкм при напряженности H = 40 кА/м увеличится на 54,6 %.

С целью получения наиболее эффективного конструкторского решения МГЦ в работе [8] дан сравнительный анализ сил, действующих на частицу. Подтверждено, что основное назначение магнитного поля в гидроциклонах — обеспечить образование флокул, в результате которого увеличивается масса частиц и, соответственно, действующая на них центробежная сила. В связи с этим наиболее оптимальный вариант гидроциклона по соотношению эффективность/затраты — это гидроциклон с радиальным магнитным полем (гидроциклон Фрикера, см. рис. 1, *б*). Недостаток данного типа гидроциклона тот, что магнитная сила действует от периферии к центру. Чтобы направить действие магнитной силы в противоположную сторону и, соответственно, повысить эффективность очистки, применяют специальные насадки [9].

Чтобы оценить эффективность очистки магнитных аппаратов инерционного типа, необходимо исследовать процессы, проходящие в рабочей камере, в частности модель коагуляции магнитных частиц в криволинейном потоке среды.

В работе [10] на основании подхода Лагранжа к моделированию процессов в аппаратах центробежного типа составлена математическая модель взаимодействия двух частиц в рабочей камере гидроциклона, выполненной в цилиндрической системе координат:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2R_1}{dt^2} = R_1\left(\dfrac{d\theta_1}{dt}\right) - A_1\dfrac{dR_1}{dt} - B_1H_1\dfrac{\partial H_1}{\partial R} + \\ + E_1\dfrac{H_1H_2\cos\alpha_1\cos\varphi_1}{S^2}; \\ \dfrac{d^2\theta_1}{dt^2} = -\dfrac{2}{R_1}\dfrac{d\theta_1}{dt}\dfrac{dR_1}{dt} + A_1\left(U_\theta - R_1\dfrac{d\theta_1}{dt}\right) - \\ - E_1\dfrac{H_1H_2\cos\alpha_1\sin\varphi_1}{S^2}; \\ \dfrac{d^2Z_1}{dt^2} = g + A_1\left(U_Z - \dfrac{dZ_1}{dt}\right) - B_1H_1\dfrac{\partial H_1}{\partial Z} + E_1\dfrac{H_1H_2\sin\alpha_1}{R^2}; \\ \dfrac{d^2R_2}{dt^2} = R_2\left(\dfrac{d\theta_2}{dt}\right) - A_2\dfrac{dR_2}{dt} - B_2H_2\dfrac{\partial H_2}{\partial R} + \\ + E_2\dfrac{H_1H_2\sin\alpha_2\cos\varphi_2}{S^2}; \\ \dfrac{d^2\theta_2}{dt^2} = -\dfrac{2}{R_2}\dfrac{d\theta_2}{dt}\dfrac{dR_2}{dt} + A_2\left(U_\theta - R_2\dfrac{d\theta_2}{dt}\right) + \\ + E_1\dfrac{H_1H_2\sin\alpha_2\sin\varphi_2}{S^2}; \\ \dfrac{d^2Z_2}{dt^2} = g + A_2\left(U_Z - \dfrac{dZ_2}{dt}\right) - B_2H_2\dfrac{\partial H_2}{\partial Z} + E_2\dfrac{H_1H_2\cos\alpha_2}{S^2}, \end{cases} \quad (4)$$

где

$$A_i = \frac{18\mu\varphi_{Wi}^2}{d_i^2 C_K(\rho_i - 0{,}5\rho_f)}; \; B_i = \frac{\mu_0 æ_i}{(\rho_i - 0{,}5\rho_f)};$$

$$E_1 = \frac{2}{3}\frac{\pi^2\mu_0 d_2^2 æ_1 æ_2}{d_1\rho_1}; \; E_2 = \frac{2}{3}\frac{\pi^2\mu_0 d_1^2 æ_1 æ_2}{d_2\rho_2};$$

$$H_i = \left[H_A + (H_0 - H_A)e^{-\frac{Z_i n_Z}{h_C}}\right]\left(\frac{D_0}{2R_i}\right)^{n_R};$$

$$\frac{\partial H_i}{\partial R} = -\left[H_A + (H_0 - H_A)\mathrm{e}^{-\frac{Z_i n_Z}{h_C}}\right]\left(\frac{D_0}{2}\right)^{n_R}\frac{n_R}{R_i^{n_R+1}};$$

$$\frac{\partial H_i}{\partial Z} = -\frac{n_Z}{h_C}(H_0 - H_A)\mathrm{e}^{-\frac{Z_i n_Z}{h_C}}\left(\frac{D_0}{2R_i}\right)^{n_R};$$

$S = \sqrt{s^2 + z^2}$; $z = Z_2 - Z_1$;

$s^2 = R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2\cos(\theta_1 - \theta_2)$;

$\sin\alpha_1 = \cos\alpha_2 = z/S$; $\cos\alpha_1 = \sin\alpha_2 = s/S$;

$\cos\varphi_1 = R_2 - R_1\cos(\theta_1 - \theta_2)/s$; $\sin\varphi_1 = R_1\sin(\theta_1 - \theta_2)/s$;

$\cos\varphi_2 = R_1 - R_2\cos(\theta_1 - \theta_2)/s$; $\sin\varphi_2 = R_2\sin(\theta_1 - \theta_2)/s$,

где R_i, θ_i — координаты частиц в полярной системе; H_0 и H_A — напряженности поля соответственно в верхней и нижней частях выходного патрубка, А/м; A_i, B_i, C_i, E_i — коэффициенты при действиях сил соответственно сопротивления среды, магнитной, Магнуса и Саффмана, при взаимодействии двух частиц.

Результаты исследования по определению напряженности поля в рабочей камере гидроциклона приведены в работе [11].

Систему уравнений (4) решали численным методом с использованием MathCAD для частного случая: d_1 = 70 мкм; d_2 = 90 мкм; частицы — железный порошок, ρ_f = 900 кг/м^3; $\mu = 10^{-2}$ м^2/с; H_0 = 40 кА/м. Начальные условия: R_{10} = 0,037 м; R_{20} = 0,03 м; θ_{10} = 1,75 рад; θ_{10} = 1,6 рад; $v_{R10} = v_{R20} = 0$ м/с; $v_{\theta 10} = v_{\theta 20} = 2$ м/с. Полученные траектории ферромагнитных частиц в рабочей камере гидроциклона представлены на рис. 3. Граничным условием является момент соударения частиц, т. е. процесс протекает до выполнения условия:

$$s > \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}.$$

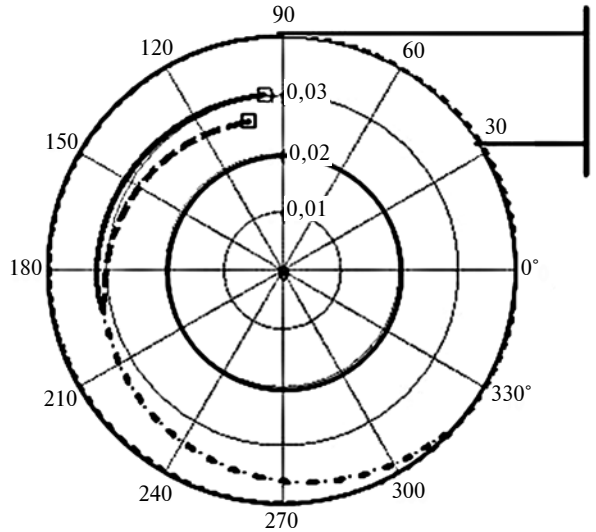


Рис. 3. Траектории движения частиц в рабочей камере гидроциклона:

частицы 1 (———); частицы 2 (−−); флокулы, образовавшиеся в результате столкновения двух частиц (−•−•)

Из рис. 3 видно, что образовавшаяся флокула интенсивнее движется к внешней стенке гидроциклона, что ведет к общему повышению эффективности работы.

Усовершенствовать конструкцию можно двумя способами: первый основан на максимальном использовании энергии запыленного потока; второй — на специфических свойствах золей. При первом способе изменяются конструктивные параметры аппарата, способствующие наилучшему протеканию загрязненного потока с целью более эффективного улавливания частиц. При втором способе конструкцию дополняют отдельными узлами (как правило, не нарушающими общую динамику аппарата), через которые подводится дополнительная энергия для повышения эффективности работы аппарата.

Если в настоящее время первый способ практически исчерпал себя, то разработка новых конструкций согласно второму способу более перспективна. Установлено, что второй способ имеет определенную направленность. Например, частицы механических примесей с магнитными свойствами при наложение магнитного поля коагулируют между собой. При этом повышается эффективность очистки, а процесс может идти даже при высокой температуре или в агрессивной среде.

Совершенствовать целесообразно не только конструкции аппаратов, которые будут сочетать простоту, надежность, экономичность и высокую тонкость очистки, но и системы, в которые будут устанавливаться эти аппараты.

В работе [2] дано подробное экспериментальное исследование эффективности очистки МГЦ и сравнение полученных результатов с математическими моделями. Поэтому в данной статье акцентируем внимание на работе аппарата с реальным моторным маслом.

На рис. 4 приведена схема смазочной системы судовых двигателей внутреннего сгорания, предназначенной для очистки моторных масел, содержащих магнитные механические примеси. Масло на судно поступает через наливные палубные втулки *1* или приемные патрубки и фильтр *2* грубой очистки в цистерну *3* запаса, из которой, при необходимости, оно самотеком подается в сточно-циркуляционную цистерну *4*, расположенную под двигателем *5*. Насос *6* забирает масло из цистерны *4* через приемную сетку *7* и под давлением подает его в систему гидроциклонов *8* (батарейный гидроциклон), где масло очищается и, выходя через верхний патрубок, поступает в маслоохладитель *9*, откуда

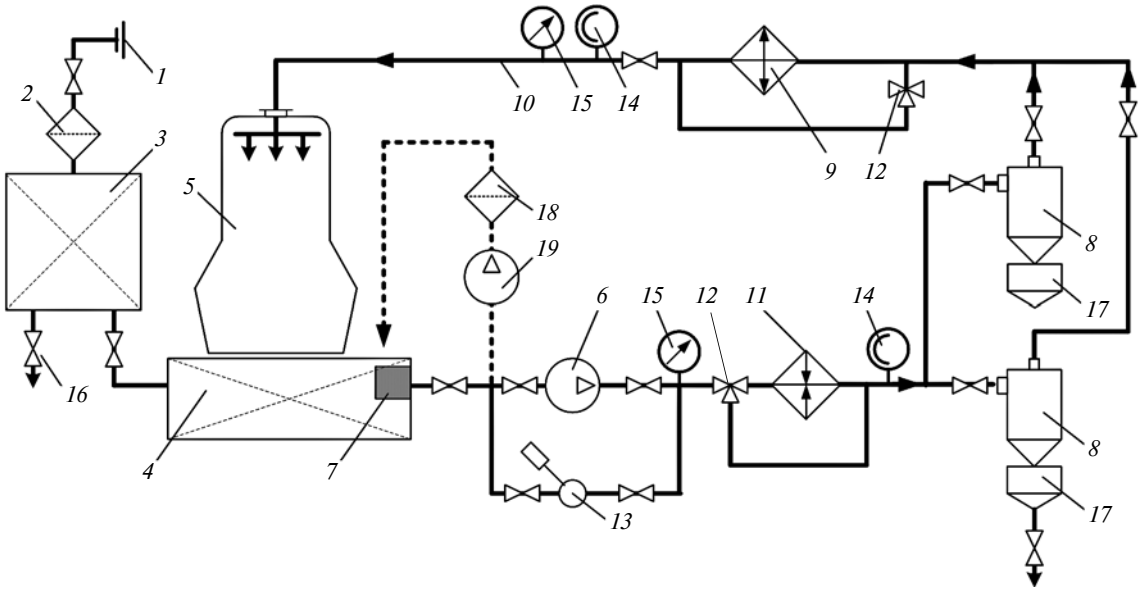


Рис. 4. Схема смазочной системы двигателя внутреннего сгорания

по распределительной магистрали *10* под давлением поступает по отдельным трубкам к трущимся частям двигателя. Вода из системы охлаждения двигателя проходит через охладитель *9*, где охлаждает масло до температуры 40÷55 °С.

Для повышения эффективности очистки перед входом в гидроциклоны установлен подогреватель *11*, который нагревает масло до температуры 80÷90 °С. Терморегуляторы *12* автоматически поддерживают постоянную температуру масла на выходе из подогревателя. Температуру масла регулируют перепуском его части по трубе в обход охладителя *9* и подогревателя *11*. Перед пуском двигателя систему прокачивают с помощью ручного масляного насоса *13*. Работу системы смазывания контролируют по показаниям манометров *15* и термометров *14*. Отстой грязи и воды из расходной цистерны *3* через трубопровод *16* и шлам из бункера *17* гидроциклонов выводят в сборник отходов масла, которые или сжигают в котлах, или направляют на переработку.

Для более тонкой очистки масла в систему устанавливают фильтр *18* тонкой очистки, включенный параллельно распределительной магистрали *10*. Масло поступает через насос *19*, который обрабатывает в час 5÷15 % от общего количество масла в системе.

На эффективность очистки масла в МГЦ большое влияние оказывают присадки с диспергирующими свойствами, которые поддерживают примеси в масле в мелкодисперсном состоянии. Присадка препятствует сцеплению магнитных частиц с немагнитными частицами, т. е. в МГЦ частицы не будут укрупняться за счет сил молекулярного сцепления, но общий КПД установки уменьшится.

Удаление металлических частиц заметно замедляет процесс старения масла, так как железо оказывает каталитическое влияние на скорость окисления углеводородов масла [12].

С повышением температуры масла отделение присадок интенсифицируется, что можно объяснить частичным термическим разложением.

Давление масла в судовых смазочных системах составляет 0,3÷0,5 МПа, но может быть и выше в зависимости от типа дизеля. Рабочее давление в гидроциклонах изменяется в широком диапазоне 0,1÷0,45 МПа в зависимости от назначения и области применения; есть гидроциклоны с рабочим давлением до 1 МПа. Производительность зависит от размера гидроциклона и может достигать 400 м^3/ч, однако на практике чаще применяют ГЦ производительностью 2÷50 м^3/ч. Входная скорость среды колеблется от 1 до 3 м/с; при работе с моторным маслом диапазон скоростей немного увеличивается ввиду меньшей вязкости смазывающей жидкости.

Температура масла в тронковых высокооборотных двигателях может достигать 110 °С, рабочая температура гидроциклонов достигает нескольких сотен градусов при работе даже с более агрессивными средами [13].

Магнитное поле влияет только на частицы с ярко выраженными ферромагнитными свойствами. Электрическое поле, которое также существует в МГЦ, теоретически может влиять на ориентацию полярных молекул базовых компонентов и присадок, однако на практике величина поля очень мала — меньше белого шума, создаваемого работающими электроприборами. Например, для коагуляции и ориентации продуктов сгорания топлива в воздухе (дыма) на предприятиях используют поля высокой напряженности, разность потенциалов которых составляет несколько киловольт.

Чтобы оценить эффективность работы МГЦ при эксплуатации реального дизеля, провели экс-

перимент на дизель-генераторе ДГРА 250/750, параметры смазочной системы которого приведены ниже [14]:

Дизель	6ЧН18/22
Номинальная мощность, кВт	276
Частота вращения, мин$^{-1}$	750
Производительность масляного насоса ручной прокачки за 50 оборотов, л	8
Производительность предпусковой прокачки масла пневмонасосом (два) за один ход поршня, л	3
Производительность шестеренного насоса при давлении 588 кПа, л/мин	125
Тонкость фильтрации бумажного двухсекционного фильтра тонкой очистки масла, мкм	40÷60
Температура масла в дизеле, °С:	
на входе	Не более 65
на выходе	Не более 80
Удельный расход масла, г/(кВт-ч)	5,45
Масляные фильтры:	
полнопоточный	Нарва 6-4
частично поточный	Реактивная центрифуга (600 л/ч при 588 кПа)
Срок службы масла, ч	3000
Объем масла в системе, л	260
Масло моторное	М-14В2

Были проведены сравнительные испытания штатного механического фильтра и магнитного гидроциклона. После того как фильтр отработал, на его место подключали гидроциклон. Кроме того, исследовали последовательность подключения гидроциклона и фильтра при разных чередованиях: сначала при очистке первым ставили магнитный гидроциклон, а затем фильтр, и наоборот. Пробы масла отбирали после 60 мин работы с каждой системой очистки. Температура масла 73÷79 °С. Второй опыт проводили при тех же условиях, что и первый, но через 3 дня (таблица).

Полученные результаты показали, что эффективность очистки отработанного моторного масла с использование МГЦ повысилась на 12,5 и 11,87 % соответственно в первом и втором опытах. Установлено, что при очистке очень важна последовательность расположения гидроциклона и фильтра. Если МГЦ стоит перед фильтром, эффективность очистки повышается на 28 %, если за ним — только на 20 %. Это можно объяснить тем, что МГЦ имеет бóльшую эффективность очистки при высокой концентрации магнитных примесей, и чем выше концентрация, тем больше частиц коагулирует между собой и, соответственно, улавливается. К тому же магнитные частицы, имея более высокую скорость, чем немагнитные, вследствие большей плотности, захватывают последние, что также повышает улавливание посторонних примесей. Цвет масла практически не меняется при применении разных систем очистки, что обусловлено наличием трудноудаляемых мелкодисперсных продуктов горения.

Результаты эксперимента

Устройство очистки	Содержание примесей, %, в опыте	
	первом	втором
Штатный фильтр	0,48	0,46
Магнитный гидроциклон	0,42	0,41
Магнитный гидроциклон + + штатный фильтр	0,35	0,33
Штатный фильтр + + магнитный гидроциклон	0,36	0,39

Таким образом, применение магнитных полей в традиционных способах очистки повышает эффективность очистки вязких сред от механических примесей. Разработка математических моделей позволила полнее описать процессы, проходящие внутри аппаратов, что, в свою очередь, позволяет создавать более эффективные устройств. Проведенные натурные испытания подтвердили преимущества магнитного гидроциклона по сравнению с традиционным устройством очистки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Lubricants** and Lubrication: 2nd Ed. / Edited by Th. Mang and W. Dresel. Weinheim: Wiley-VCH, 2007. 890 p.
2. **Авдеев Б. А.** Повышение эффективности очистки моторного масла в судовых дизелях путем применения магнитных гидроциклонов: Монография. Ульяновск: Зебра, 2016. 151 с.
3. **Chen G.** Design and analysis of magnetic hydrocyclone: A thesis submitted for the degree of Master of Engineering. Monreal: Department of Mining and Metallurgical // Engineering McGill University, 1989. 129 p.
4. **Терновский И. Г., Кутепов А. М.** Гидроциклонирование. М.: Наука, 1994. 350 с.
5. **The progress** of the magnetic hydrocyclone / R. J. Freeman, N. A. Rowson, T. J. Veasey, I. R. Harris // Magnetic and Electrical Separation. 2002. V. 4. P. 139—149.
6. **Premaratne W. A. P. J., Rowson N. A.** Development of a magnetic hydrocyclone separation for the recovery of titanium from beach sands // Physical Separation in Science and Engineering. 2003. V. 12. N. 4. P. 215—222.
7. **Hydrocyclones:** Analysis and Applications / by L. Svarovsky, M. T. Thew. 1992. 440 p.
8. **Авдеев Б. А.** Анализ воздействия магнитного поля на процесс сепарации в гидроциклонах // Технический аудит и резервы производства. 2013. № 5/4 (13). С. 45—47.
9. **Пат. 85261 UA:** МПК B04C 5/24. Магнитный гидроциклон.
10. **Авдеев Б. А., Масюткин Е. П., Просвирнин В. И.** Моделирование процесса коагуляции в криволинейном потоке в масляных системах судовых энергетических установок // Вестник ГУМРФ им. адмирала С. О. Макарова. 2015. № 2 (30). С. 127—132.
11. **Просвирнин В. И., Голиков С. П., Авдеев Б. А.** Модель распределения радиального магнитного поля в гидроциклоне // Вестник Херсонского национального технического университета. 2013. № 1 (46). С. 300—304.
12. **Судовой** механик: Справочник / Под ред. А. А. Фока. Т. 2. Одесса: Феникс, 2010. 1032 с.
13. **Возницкий И. В.** Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. СПб.: Моркника, 2007. 127 с.
14. **Дизель-генераторы** ДГРА. Руководство по эксплуатации. М.: Внешторгиздат. 96 с.

УДК 621.643.062

И. Н. КАРЕЛИН, д-р техн. наук, В. Д. СЕДЫХ, д-р физ.-мат. наук (РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина),
e-mail: karelin-in@mail.ru

Теоретические основы технологии изготовления износостойкого крутоизогнутого отвода трубопровода

На основании анализа реализации изобретения износостойкого крутоизогнутого отвода газонефтяного трубопровода показана некорректность одной из формул изобретения. Теоретически доказана эффективность изготовления защитной лопатки, установленной внутри отвода, на газодинамическую ситуацию вблизи зоны образования свища в стенке безлопаточного отвода. Предложен экономически выгодный способ изготовления лопатки из стальной полосы путем требуемого сложного деформирования.

Ключевые слова: трубопровод, крутоизогнутый отвод, газодинамическая ситуация, гауссова кривизна, технология.

Basing on the analysis of invention embodiment of a wear resistance knuckle bend of gas-oil pipeline the incorrectness of one of the formula of the invention is shown. The effectiveness of manufacturing of a protective blade, installed inside the bend, on a gas-dynamic situation near zone of knot formation in a wall of a vaneless bend is proved theoretically. The economically-viable manufacturing method of a blade from a steel strap by the required complex deformation is suggested.

Keywords: pipeline, knuckle bend, gas-dynamic situation, Gaussian curvature, technology.

Трубопроводные обвязки некоторых видов газонефтяного оборудования укомплектованы стандартными, преимущественно мелкоразмерными (диаметр условного прохода менее 300 мм), трубопроводными устройствами и элементами для управления потоками рабочих и технологических сред. Превышение нормативных концентраций агрессивных компонентов (как естественных механических примесей, например песка, так и искусственных, например гранулята химических реагентов), особенно в высокоскоростных потоках, характерных для мелкоразмерных устройств высокого условного давления, приводит к резкому сокращению гарантированного заводом-изготовителем срока службы этих изделий, т. е. отказам изделий по причине их интенсивной абразивной эрозии. Это, как минимум, нарушает нормальный режим функционирования следующего по технологической цепочке значительно более сложного и дорогостоящего оборудования (например, компрессорного или насосного).

Для предотвращения подобных явлений в газонефтяной отрасли существуют различные системы очистки природного газа: от химических, физико-химических, механических и комбинированных методов борьбы с выносом песка из скважин до обеспечения регламентируемых корпоративными документами максимально допустимых в транспортируемом продукте концентраций механических примесей (10 мг/нм^3 для газа и 0,010 % для нефти).

Вместе с тем оборудование — от забоя скважины (даже при наличии призабойных фильтров) до системы очистки (подготовки) включительно — работает в условиях повышенного содержания агрессивных компонентов в потоках продукции скважин. Косвенно это подтверждают, например, принятые в газовой отрасли типовая программа и методика приемочных испытаний трубопроводных устройств на полигоне испытательной лаборатории ООО "Саратоворгдиагностика". Для моделирования реальных условий эксплуатации предусмотрено наличие в потоке испытательной среды механических примесей в виде песка, сварочного грата размером до 2 мм и кусков электродов длиной до 20 мм и диаметром 3 мм. Известно, что сварочный грат и куски электродов характерны и для вновь сооружаемых и ремонтируемых участков трубопроводов.

Указанными факторами и обусловлена актуальность не только разработки более совершенных методов очистки добываемого газонефтяного сырья, но и повышения долговечности действующих (хотя бы в масштабах Единой системы газоснабжения России) и разрабатываемых трубопроводных устройств и элементов. Проблема отказов изделий, работающих в потоках загрязненных сред, решается преимущественно применением стойких защитных материалов или изменением газодинамической ситуации в окрестности изнашиваемой поверхности, а также их совокупной реализацией.

Наиболее показательным примером недостаточной эксплуатационной стойкости являются, в силу своей массовости, стандартные детали для плавного изменения направления обвязочных трубопроводов систем очистки — крутоизогнутые отводы. Решение проблемы стойкости, казалось бы, таких простых изделий стало предметом нескольких изобретений [1—5], однако существующие технические решения рассматриваемой проблемы в серийном производстве данных изделий так и не нашли применения.

Техническое решение, основанное на методе воздействия на газодинамическую ситуацию в колене стального трубопровода [5], специалистам службы качества одного из заводов-изготовителей

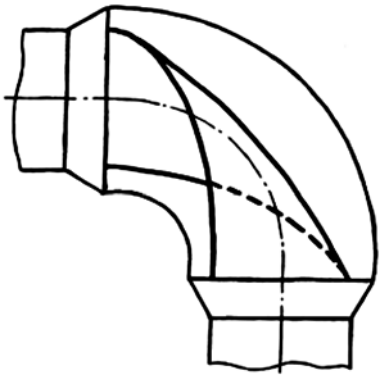
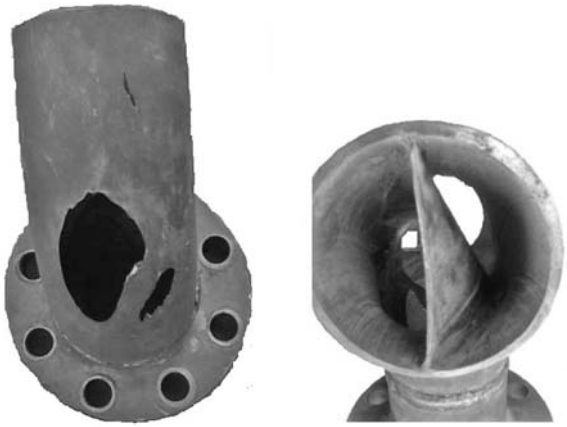


Рис. 1. Схема предпочтительного варианта формулы изобретения [5]



а) *б*)

Рис. 2. Вид испытанного отвода заводского исполнения снаружи (*а*) и внутри (*б*)

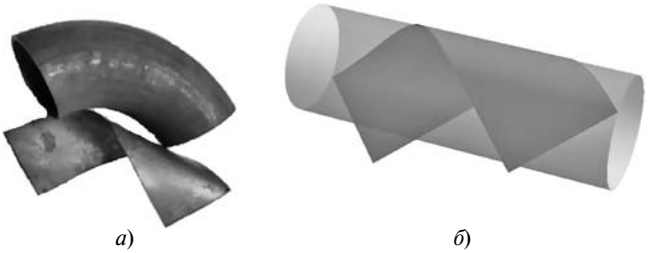
крутоизогнутых отводов для газонефтяных трубопроводов представлялось в инновационном аспекте наиболее перспективным. Для изготовления опытного образца износостойкого отвода решающей стала простота конструкции стального крутоизогнутого отвода с углом 90° с размещенной в нем вдоль оси лопаткой с плоской поверхностью, спрофилированной по винтовой линии с углом поворота 180°. Выбранная конструкция соответствовала одному из предпочтительных вариантов формулы изобретения, представленного в описании чертежом (рис. 1).

Технологическая реализация изделия для предприятия не представляла трудностей. Для оценки эффективности изобретения опытный образец отправили на эксплуатационные испытания в одно из подразделений ПАО "Газпром". Результат испытаний оказался отрицательным (рис. 2). Всю информацию об испытаниях и изготовлении направили авторам изобретения. Она и явилась предметом настоящего исследования.

Опытный образец изделия на заводе изготовили из стандартного отвода 90° 108×4 (ГОСТ 17375–2001). Так как в описании изобретения [5] лопатка предлагалась из керамического материала, на заводе ее признали нетехнологичной и для заготовки использовали стальную полосу. Лопатку изготовили в точном соответствии с вышеуказанным предпочтительным вариантом формулы изобретения (рис. 3, *а*) и графическим изображением в описании. Профилирование по винтовой линии с углом поворота 180° осуществляли путем холодной обмотки стальной полосы вокруг цилиндра (рис. 3, *б*). Шаг винтовой линии указанного отвода был равен расстоянию между центрами его торцов.

Опытный отвод установили в дренажном трубопроводе обвязки блока сепараторов в режиме продувки на свечу на полном перепаде давления (≈7 МПа). Рабочая среда: природный газ, жидкость (пластовая минерализованная вода) и абразивные частицы (до 50 % объема). Опытный отвод эксплуатационники врезали в трубопровод без требуемого изобретением увеличения диаметра условного прохода, а значит, оценивалось влияние только лопатки.

Полученный результат испытаний (см. рис. 2) свидетельствует об отсутствии предполагаемого в описании влияния такой лопатки на снижение потерь энергии потока за счет ослабления известных [6] агрессивных отрывных явлений в зоне внутренней криволинейной поверхности центральной (большего радиуса) части отвода. Фактически такая лопатка образовала в этой зоне отвода укороченный цилиндрический стальной желоб (см. рис. 3, *б*), расположенный с любого конца отвода под углом 45° к вектору скорости загрязненного потока рабочей среды. Другими словами, получилась дополнительная стальная цилиндрическая стенка, загораживающая опасную зону возникновения свища в безлопаточном отводе. Из теории абразивной эрозии конструкционных материалов определенно следует, что углы атаки воздействующего загрязненного потока в диапазоне 30÷60° для стальных поверхностей соответствуют максимальной скорости изнашивания. Все это говорит о некорректности формулы рассматриваемого изобретения [5] в части рассмотренного выше предпочтительного варианта. Отсюда и простейшая технология изготовления лопатки оказалась несостоятельной.



а) *б*)

Рис. 3. Деталь заводского опытного образца отвода:
а — заготовка изделия; *б* — схема профилирования лопатки

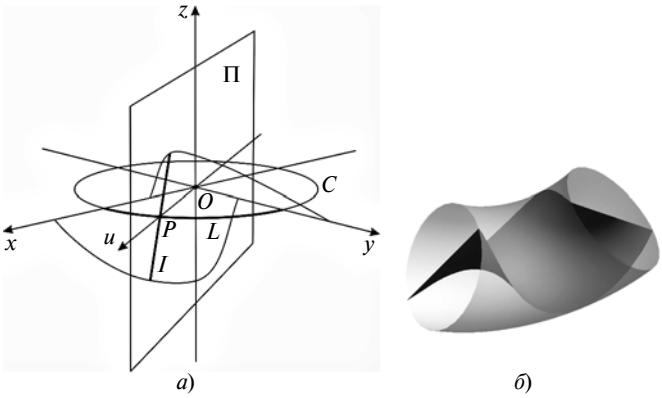


Рис. 4. Теоретическое представление износостойкого отвода:
а — расчетная модель лопатки; *б* — графическая интерпретация модели

Функционально правильная геометрия лопатки была сформулирована автором предпочтительного варианта формулы изобретения [5] в более поздней публикации [7], в которой указывалось, что лопатка имела вид разомкнутой ленты Мебиуса. Собственно в этом направлении и проведено настоящее теоретическое исследование, суть которого сводится к обоснованию технологии изготовления такой лопатки.

Аналитически такая криволинейная поверхность лопатки описывается следующим образом. В трехмерном пространстве декартовых координат x, y, z (рис. 4, *а*) в горизонтальной плоскости $z = 0$ провели окружность C радиусом $R > 0$ с центром в начале координат O. Часть L окружности C, состоящая из точек с положительными координатами x и y, задается формулами:

$$x = R\cos t; \quad y = R\sin t; \quad z = 0; \quad 0 \le t \le \pi/2,$$

где t — угол, образованный радиус-вектором точки (x, y) дуги L и осью x.

Пусть П — вертикальная плоскость, проходящая через ось z и точку P дуги L. Введем в плоскости П декартову систему координат u и z с началом в точке O, где ось u определяется вектором $\overrightarrow{OP}$. В плоскости П проведем отрезок $I = 2r$, где $0 < r < R$, так, что:

точка P является серединой отрезка I;

если точка P лежит на оси x, то отрезок I лежит в плоскости $z = 0$;

при равномерном вращении точки P вокруг точки O в направлении от оси x к оси y отрезок I вращается вокруг точки P в направлении от оси z к оси u с угловой скоростью в 2 раза большей (на рис. 4, *а* изображены две кривые, образованные концами отрезка I при его движении в пространстве).

Отрезок I, проходящий через точку $P = (R\cos t, R\sin t, 0)$, задается формулами:

$$u = s\cos t; \quad z = -s\sin 2t; \quad -r \le s \le r,$$

где s — координата точки на отрезке I.

Поэтому объединение отрезков I по всем точкам P дуги L является параметризованной поверхностью S, т. е. поверхностью, образованной отрезками I и определяемой формулами:

$$x = (R + s\cos 2t)\cos t; \quad y = (R + s\cos 2t)\sin t; \quad z = -s\sin 2t,$$

где $0 \le t \le \pi/2$, $-r \le s \le r$.

Поверхность S и есть поверхность требуемого варианта исполнения лопатки.

Поверхность S можно задать неявно уравнением

$$2xy\left(R - \sqrt{x^2 + y^2}\right) - (x^2 - y^2)z = 0. \qquad (1)$$

Уравнение (1) задает в пространстве алгебраическую поверхность 6-й степени. Поскольку градиент функции

$$f(x, y, z) = 2xy\left(R - \sqrt{x^2 + y^2}\right) - (x^2 - y^2)z$$

определен и не равен нулю во всех точках (x, y, z), не лежащих на оси z, то поверхность S будет гладкой поверхностью.

Гауссова кривизна поверхности S вычисляется по формуле

$$K = -\frac{4R^2}{[(R + s\cos 2t)^2 + 4s^2]^2}.$$

Она отрицательна всюду, причем ее абсолютная величина отделена от нуля:

$$|K| \ge \frac{4R^2}{[(R + r)^2 + 4r^2]^2}. \qquad (2)$$

Кривизна K является функцией двух переменных — s и t. Ее абсолютная величина $|K|$ называется отделенной от нуля, если существует такая константа $B > 0$ (т. е. положительное число, не зависящее от s и t), когда $|K| \ge B$ для всех s и t. Этой константой является правая часть формулы (2).

Поверхность S лежит внутри тора, образованного окружностями радиуса r, имеющими центр на окружности C и лежащими в вертикальных плоскостях, проходящих через ось z. Часть T этого тора, состоящая из точек с положительными координатами x и y, задается формулами:

$$x = (R + r\cos\varphi)\cos t; \quad y = (R + r\cos\varphi)\sin t; \quad z = r\sin\varphi,$$

где $0 \le t \le \pi/2$, $0 \le \varphi \le 2\pi$.

Края поверхности S, определяемые формулами:

$$x = (R \pm r\cos 2t)\cos t; \quad y = (R \pm r\cos 2t)\sin t; \quad z = \mp r\sin 2t,$$

где $0 \le t \le \pi/2$, принадлежат поверхности T, т. е. лопатка S вписана в крутоизогнутый отвод T (рис. 4, *б*).

Такую поверхность получить простым изгибанием, как это реализовано в заводском варианте исполнения (см. рис. 3), невозможно, что подтверждают методы дифференциальной геометрии. Действительно, изгибанием гладкой поверхности называется такая ее деформация, при которой длины лежащих на поверхности кривых не меняются. Гауссова кривизна поверхности при изгибании не меняется. Гауссова кривизна плоскости (а также цилиндрической и конической поверхностей) равна нулю. Следовательно, поверхность отрицательной гауссовой кривизны нельзя получить изгибанием плоской стальной полосы.

На практике деталь, имеющая форму поверхности S, не может быть изготовлена из плоской пластины без существенного растяжения материала. Причем растяжение действительно должно быть значительным, поскольку абсолютная величина гауссовой кривизны поверхности S отделена от нуля, что хорошо видно из формулы (2).

Данное обоснование существенно облегчает выбор технологии изготовления лопатки. Такие технологии формообразования, как литье и штамповка, для данной стальной лопатки в экономическом отношении являются не самыми предпочтительными. В простейшем экономически выгодном технологическом варианте стальная полоса-заготовка может быть подвергнута требуемой сложной деформации только методом холодной или горячей прокатки. Создание специальной технологической оснастки позволит одновременно обеспечить деформационные процессы гибки и закрутки стальной полосы.

Безусловно, при конструировании крутоизогнутого отвода с лопаткой необходимо учитывать способ ее крепления в отводе. Для стальной лопатки с разными износостойкими покрытиями на рабочих поверхностях ее позиционирование в отводе и последующее крепление сомнений не вызывают. При ширине части лопатки внутри отвода менее диаметра его условного прохода входную и выходную кромки лопатки выполняют шириной, равной диаметру отвода, и используют для крепления лопатки сварку. Применение современных высокопрочных эрозионно-стойких и коррозионно-стойких неметаллических материалов для изготовления лопатки (например, углепластиков) потребует от конструкторов и технологов более тщательной проработки как способа формообразования, так и технического решения ее крепления.

Лопатку с такой геометрией приближенно можно сравнить с известным в аэродинамике завихрителем аксиально-тангенциального типа [8], организующим, в частности, слабо закрученную струю. Для таких струй характерна неравномерность распределения аксиальной составляющей скорости, т. е. с максимумом на оси. Именно такая характеристика несущего потока наряду с эжектирующим эффектом и стабилизацией турбулентности позволит обеспечить требуемое воздействие на газодинамическую ситуацию вблизи изнашиваемой поверхности отвода. Причем, кроме стабилизации турбулентности несущего потока, наличие частиц механических примесей в потоке приводит к существенной диссипации турбулентности несущей фазы, особенно в непосредственной близости от обтекаемой преграды [9]. В результате закрутки потока можно уменьшить или даже устранить местные агрессивные отрывные явления и парные вихри в опасной зоне, характерные для безлопаточного отвода [6].

Кроме того, скорости частиц механических примесей в закрученном несущем потоке природного газа, скользящих по поверхности такой лопатки, характеризуются тремя составляющими — радиальной, аксиальной и тангенциальной. А это является значимой причиной эффективного в данном случае нарушения их сосредоточенного воздействия на опасный участок внутренней поверхности отвода, т. е. рассеяния частиц по всей поверхности. При отмеченных преимуществах исследованной поверхности лопатки прочие преимущества изобретения [5] должны быть сохранены.

Учитывая, что задача о движении турбулентного потока в крутоизогнутом отводе трубопровода до сих пор теоретически не решена [6], эффективность рассмотренного технического решения может быть доказана лишь практически. Полезным может оказаться и более позднее изобретение способа и устройства профилирования лопатки [10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 787310 СССР:** МПК B65G 53/52. Колено трубопровода для пневмотранспортных установок.
2. **А. с. 879126 СССР:** МПК F16L 43/00. Трубопровод.
3. **А. с. 1492171 СССР.** МПК F16L 43/00. Износостойкое биметаллическое трубное колено.
4. **А. с. 1562580 СССР:** МПК F16L 43/00. Отвод пневмотранспортного трубопровода.
5. **Пат. 2118737 Рос. Федерация:** МПК F16L 43/00. Колено стального трубопровода.
6. **Повх И. Л.** Техническая гидромеханика. Л.: Машиностроение, 1974. 504 с.
7. **Карелин И. Н.** Цель — экологическая безопасность элементов газонефтяных трубопроводов // Трубопроводная арматура и оборудование. 2005. № 3. С. 75—77.
8. **Аэродинамика** закрученной струи / Под ред. Р. Б. Ахмедова. М.: Энергия, 1977. 240 с.
9. **Вараксин А. Ю.** Турбулентные течения с твердыми частицами. М.: Физматлит, 2003. 192 с.
10. **Пат. 2365456 Рос. Федерация:** МПК B21D 53/78. Способ изготовления профилированной детали и устройство для его осуществления.

УДК 621.99

А. С. ЯМНИКОВ, д-р техн. наук, А. О. ЧУПРИКОВ, канд. техн. наук, А. И. ХАРЬКОВ (Тульский ГУ),
e-mail: Yamnikovas@mail.ru

Применение упрочняющей фаски на задней поверхности керамических резцов для резьбы для повышения их стойкости

Для повышения хрупкой прочности керамической режущей пластины предложено выполнять на ее задней поверхности упрочняющую фаску. Разработана методика определения ломающей подачи. Получена зависимость ломающей подачи от глубины предварительного врезания резца.

Ключевые слова: резьба, керамическая режущая пластина, прочность, ломающая подача.

For the increase of brittle strength of a ceramic cutting insert it is suggested to perform a strengthening chamfer on its back surface. The methodic of determination of rupture feed is determined. The dependency of rupture feed from depth of preliminary cut entrance is obtained.

Keywords: thread, ceramic cutting insert, strength, rupture feed.

При обработке заготовок из высокопрочных сплавов используют металлокерамические твердые сплавы [1—5]. Для повышения эффективности сменных многогранных пластин, как правило, усложняют форму их передней поверхности. Однако повысить работоспособность резцов можно и изменением формы задней поверхности, например, созданием рифления для улучшения стружкозавивания в виде впадин или выступов, расположенных параллельно режущей кромке [6] или перпендикулярно режущей кромке [7], что исключит повреждение обработанной поверхности при чистовом точении.

При нарезании резьбы на заготовках из высокопрочных сплавов стойкость инструмента ниже по сравнению со стойкостью инструмента при точении [8—10]. Особенность профиля резьбовых пластинок заключается в малом радиусе скругления вершины, что связано с шагом нарезаемой резьбы. Это создает высокие механические и тепловые нагрузки на вершине резьбовой пластины. Поэтому для повышения их стойкости приходится снижать частоту вращения заготовки и подачу врезания на рабочий ход. Для повышения стойкости инструментальной наладки предложено разделить снятие припуска резьбовой впадины на черновой резец, удаляющий бóльшую часть припуска на больших подачах, и чистовой резец, доводящий профиль резьбы до требуемых параметров [11—13].

Режущие инструменты из керамики обеспечивают скоростную обработку и имеют высокую стойкость [14, 15]. Однако в каталогах токарного резьбонарезного инструмента [16] нет режущих керамических инструментов для заготовок из высокопрочных сплавов.

Сегодня широкое применение нашли двухсторонние сменные многогранные режущие пластины с боковыми и переходными поверхностями, перпендикулярными передним (опорным) плоскостям, при пересечении которых образуются боковые и переходные кромки (ГОСТ 25003—81). Данные пластины имеют нулевые задние углы по всему периметру режущих кромок (рис. 1).

Для получения необходимых при резании задних углов по боковым режущим кромкам пластину в резце наклоняют на угол $\alpha_д$ в плоскости, проходящей через биссектрису угла профиля перпендикулярно передним (опорным) плоскостям (рис. 2). При этом действие главной составляющей силы P_z резания выходит за пределы державки резца на величину $H\sin\alpha_д$, создавая изгибающий момент $M = P_z H\sin\alpha_д$ (H — толщина СПМ; $\alpha_д$ — угол установки пластины в державке резца), который приводит к хрупкому изгибному разрушению вершины керамической пластины.

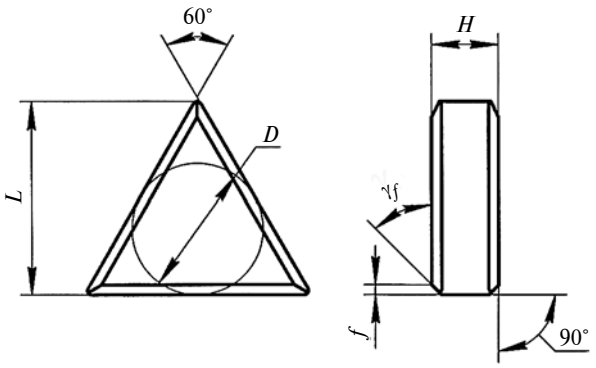


Рис. 1. Двухсторонняя сменная многогранная режущая пластина из керамики с нулевыми задними углами по всему периметру режущей кромки

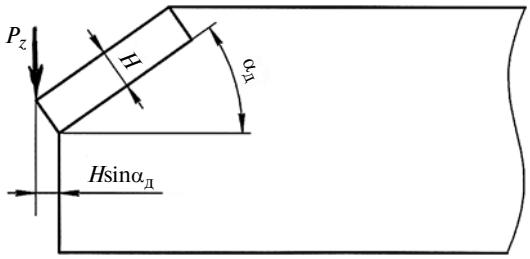


Рис. 2. Схема установки сменной многогранной режущей пластины из керамики в державке

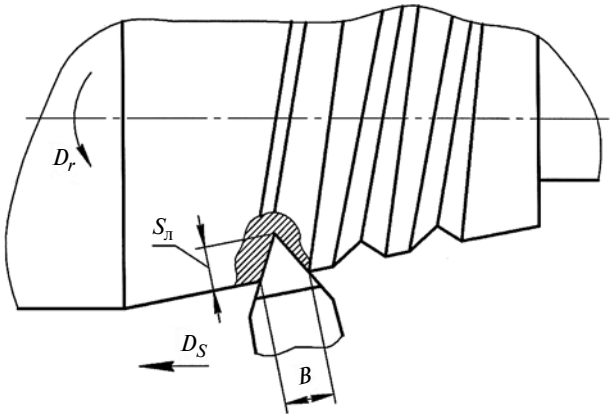


Рис. 3. Схема определения допустимой толщины срезаемого слоя на первом рабочем ходе

Для определения приемлемых параметров установки резца и допустимых подач были проведены эксперименты [17, 18]. При обработке стали 35Х3НМ экспериментально получены допустимые толщины срезаемого слоя, так называемые ломающие подачи $S_л$, при которых ломается вершина резьбовой пластины. Подачу $S_л$ первого рабочего хода определяли при продольном точении конических заготовок. Заготовке сообщали главное движение D_r резания и движение D_S продольной подачи (рис. 3) с увеличенной скоростью $S_о$, равной имитируемому шагу резьбы.

Зависимости подачи $S_л$ от переднего угла γ для стандартных керамических пластин 197612.0352.160403 (ГОСТ 25003—81) из разных материалов представлены на рис. 4, анализ которых показал, что для обеспечения прочности на первом проходе оптимальный передний угол для керамической пластины с нулевым задним статическим углом составил $\gamma = -6°$, что соответствует заднему углу $\alpha_в = 6°$.

Рекомендуемый задний угол по боковым режущим кромкам — $\alpha_{р\,б} = 6°$ [19]. Для трехгранных пластин $\alpha_{р\,в} = \arcsin(\sin\alpha_{р\,б}/\sin\varphi)$, причем для метрических резьб $2\varphi = 60°$; $\sin\varphi = 0{,}5$. Тогда угол при вершине режущей пластины должен составить $\alpha_{р\,в} \approx 12°$, что для керамики слишком много, так как увеличивается плечо главной составляющей силы резания относительно крайней точки опорной поверхности корпуса резца.

С учетом этого было предложено для снижения влияния изгибающего момента на прочность пластинки уменьшить момент резания, выполнив упрочняющую фаску на задней поверхности с углом $\alpha_в < 0$ [20]. При этом угол $\beta_б$ режущего клина увеличится с 90° (в точках *а* и *б*) до $90° + \alpha_{пл.в}$ (на вершине пластины) (рис. 5).

Таким образом формируют все шесть вершин двухсторонней пластины. Переходная задняя поверхность пластины, сопрягающая боковые задние поверхности, является поверхностью второго порядка с переменным углом наклона относительно передней (опорной) поверхности и к переходной режущей кромке пластины. При установке пластины в державку образуется статический отрицательный задний угол $\alpha_{пл.б}$, плавно изменяющийся от нуля (в точках сопряжения с боковыми режущими кромками) до максимального значения (на вершине пластины):

$$\alpha_{пл.в} = \alpha_{р\,в} - \arcsin\frac{\sin\alpha_{р\,б}}{\sin\varphi},$$

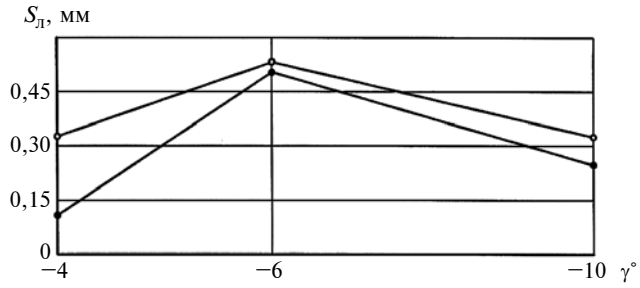


Рис. 4. Зависимости ломающей подачи $S_л$ от переднего угла γ для инструментальных материалов ВОК-71 (○) и ВОК-60 (●)

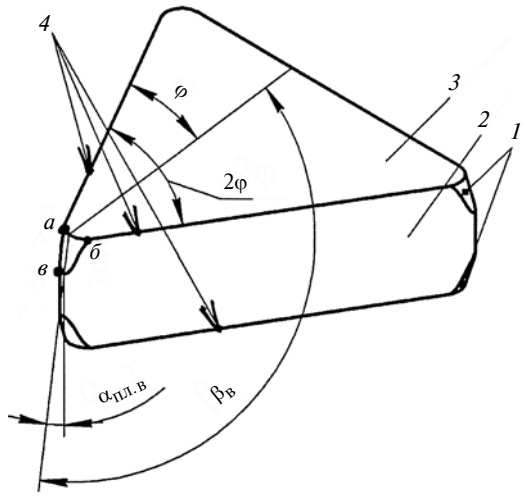


Рис. 5. Схема предлагаемой керамической пластины:

1 — переходная задняя поверхность пластины; *2* — боковые задние поверхности; *3* — передняя поверхность

где $\alpha_{пл.в}$ — задний угол при вершине; $\alpha_{р\ б}$ и $\alpha_{р\ в}$ — требуемые задние углы резца соответственно по боковым режущим кромкам и на вершине.

Для проверки сделанного предположения экспериментально определяли ломающие подачи для трехгранных пластин со стандартной геометрией 197612.0352.160403 (ГОСТ 25003—81) из режущей керамики ВОК-60 и для предлагаемой пластины из того же материала, которые механически закрепляли в державке резца.

Параметры пластин: передний угол в плоскости, проходящей через биссектрису угла профиля, $\gamma_в = -10°$; угол профиля $\varphi = 60°$; упрочняющая фаска $f = 0{,}2 + 0{,}05$ мм; угол наклона фаски $\gamma_f = -10° + 1°$. Задние углы: для стандартной пластины $\alpha_в = 10°$ и $\alpha_б = 5°$; для предлагаемой пластины $\alpha_в = \alpha_б = 5°$.

Радиусные участки профиля пластин затачивали в специальном приспособлении. Все пластины были из одной партии. Радиус $R = 0{,}3 \pm 0{,}02$ мм контролировали с помощью микроскопа БВ2010. Эксперименты проводились на станке 16К20. Режимы резания: частота вращения $n = 1000$ мин$^{-1}$; скорость резания $v = 125$ м/мин.

Ломающую подачу $S_л$ определяли как подачу на врезание при обработке резьбы М40×1,5 на деталях из стали 35Х3НМ (52÷54 *HRC*). Ломающие подачи последующих проходов определяли при врезании резца с поперечной подачей. Определяли ширину *B* среза, при котором режущая пластина выходит из строя.

Высоту $t_р$ профиля впадины резьбы разделили на четыре интервала: $t_1 = 0$; $t_2 = 0{,}22$ мм; $t_3 = 0{,}44$ мм; $t_4 = 0{,}66$ мм.

Для каждого интервала t_i нарезали резьбу с определенной подачей S_i, которую для каждого опыта увеличивали дискретно через 0,05 мм до $S_{iл}$, т. е. до подачи, при которой происходят выкрашивание или скол режущего лезвия.

Для каждого опыта применяли новую режущую кромку. Анализ результатов испытаний — значения $S_л$ для предлагаемых пластин и пластин стандартной геометрии (таблица) — показал, что для пластин новой геометрии $S_л$ на всех глубинах (t_1 — t_4) предварительного врезания в 1,7—1,6 раза выше, чем для пластин со стандартной геометрией. Причем наиболее значительно это проявляется на меньших глубинах.

Значения ломающих подач при разных глубинах предварительного врезания, мм

t_i, мм	Предлагаемая режущая пластина	Стандартная режущая пластина
0	0,43	0,25
0,22	0,35	0,20
0,44	0,30	0,18
0,66	0,27	0,15

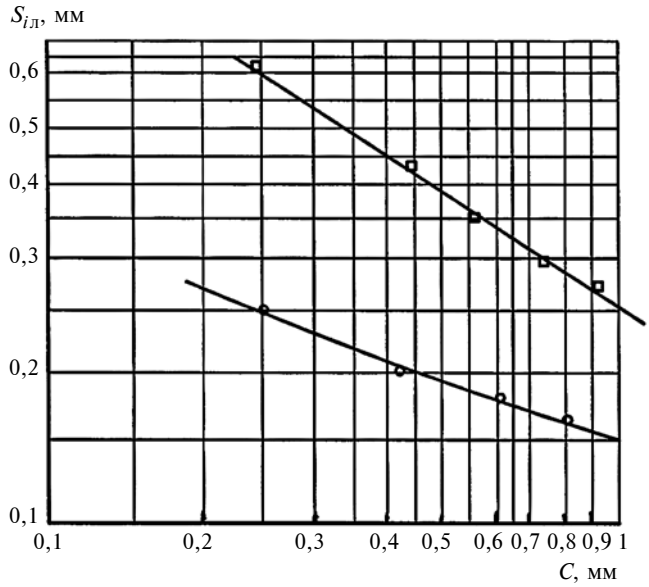


Рис. 6. Зависимости ломающей подачи $S_л$ от параметра $C = t_i + S_{iл}$ для пластин стандартной (○) и новой (□) геометрии

По полученным данным построены зависимости ломающей подачи $S_л$ от параметра $C = t_i + S_{iл}$, т. е. от суммы предварительного врезания t_i вершины резца в заготовку и подачи $S_{iл}$, при которой происходит разрушение режущей кромки (рис. 6), которые аппроксимируются степенной функцией [19]. По экспериментальным данным получили зависимость ломающей подачи $S_л$ от глубины t_i врезания $S_{лi} = 0{,}14 t_i^{-0{,}47}$, где $S_{лi}$ — подача на *i*-м предварительном заглублении вершины резца; t_i — предварительное заглубление вершины резца в заготовку.

А для резания предлагаемой пластиной [20] аналогичная зависимость имеет вид: $S_{лi} = 0{,}25 t_i^{-0{,}63}$.

По полученным зависимостям можно разработать равнопрочностную схему вырезания припуска с одинаковым запасом прочности режущего лезвия на каждом проходе [19].

Таким образом, пластина с отрицательным задним углом на переходной поверхности имеет более прочную вершину, обеспечивает надежную работу, увеличивает поперечную подачу, сокращает число проходов, при этом сохраняет основное преимущество двухсторонних пластин — возможность использования двух периметров режущих кромок путем поворота пластин вокруг двух осей — перпендикулярной и параллельной передней поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каталог** Sandvik Coromant. URL: http: //www.sandvik.coromant.com.

2. **Безъязычный В. Ф., Козлов В. А.** Назначение оптимальных режимов резания с учетом заданных параметров точности обработки и шероховатости обработан-

ной поверхности // Вестник Рыбинского ГАТУ им. П. А. Соловьева. 2011. № 2 (21). С. 35—42.

3. **Чуприков А. О.** Рациональное использование твердосплавных СМИ при чистовой токарной обработке // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 3 (293). С. 62—67.

4. **Иванов В. В., Сорокин Е. В.** Оценка режущих свойств твердого сплава Н05 производства ОАО "КЗТС" // Известия Тульского ГУ. Технические науки. 2012. № 1. С. 371—373.

5. **Иванов В. В., Пряжникова А. А.** Особенности изнашивания СМП с различными углами при вершине и формой передней поверхности в условиях чистового точения // Известия Тульского ГУ. Технические науки. 2012. № 1. С. 354—360.

6. **Пат. 2252839 Рос. Федерации:** МПК B23B27/00. Режущая пластина.

7. **Иванов В. В., Пряжникова А. А.** Обоснование геометрических параметров рабочей части токарных резцов для чистовой обработки нежестких деталей // Известия Тульского ГУ. Технические науки. 2013. № 6—1. С. 45—51.

8. **Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И.** Повышение ресурса инструмента при нарезании усиленной упорной резьбы на заготовках из высокопрочных материалов // СТИН. 2015. № 6. С. 17—21.

9. **Yamnikov A. S., Chuprikov A.O., Khar'kov A. I.** Extending Tool Life in Buttress-Thread Cutting on High-Strength Blanks // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. N. 12. P. 953—956.

10. **Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И.** Причины неравномерного износа резьбовых резцов по упорной стороне профиля // Материалы XV ВНТК Механики XXI века. 2016. № 15. Братск: БрГУ, С. 13—18.

11. **Пат. 2468897 Рос. Федерации:** МПК B23G1/04, МПК B23G5/02. Способ нарезания резьбы и резьбовой резец.

12. **А. с. СССР 1563872:** МПК B23G 1/00. Способ нарезания.

13. **Пат. 106160 Рос. Федерации на полезную модель:** МПК B 23 B 29/00. Резец с поворотной державкой.

14. **Иванов В. В., Сорокин Е. В., Павлова Е. В.** Сравнение режущих свойств керамики различных марок // СТИН. 2007. № 8. С. 39—40.

15. **Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И.** Повышение производительности точения резьбы резцами с керамическими пластинками // Вестник Южно-Уральского ГУ. Сер. Машиностроение. 2014. Т. 14. № 4. С. 37—45.

16. **Vargus.** Каталог токарного резьбонарезного инструмента: http://www.its77.ru/katalogi-proizvoditelej/vargus-instrument-rezbona eznoj/vargus.html.

17. **Ямников А. С., Харьков А. И., Чуприков А. О.** Физико-технологические основы повышения прочности керамических СМП при нарезании резьб на закаленных заготовках: Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии // Сб. тр. Междунар. науч. симпозиума технологов-машиностроителей. Ростов н/Д: ДГТУ, 2016. С. 109—111.

18. **Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И.** Предельно допустимые подачи при многопроходном нарезании резьбы резцом // Вестник современных технологий // Сб. науч. тр. Севастопольский ГУ; 2016. Вып. 1. С. 80—87.

19. **Бобров В. Ф.** Многопроходное нарезание крепежных резьб резцом. М.: Машиностроение, 1982. 104 с.

20. **Пат. 2 595 158 C2 Рос. Федерации:** МПК B23B 27/16, B23F 21/12. Режущая сменная многогранная пластина из керамики.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).