ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2012

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 Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:
107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** 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, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Медведев Ю. А., Морозов В. В., Кузнецов В. П. — Анализ результатов исследования энергетических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов . . . 3

Уткин В. С. — Расчет надежности деталей машин с использованием неравенства Чебышева . . . 7

Дунаев В. В., Ширшов А. А. — Повышение долговечности соединений с радиальным натягом технологической подпрессовкой болтов . . . 10

Сергеев С. В., Закиров Р. Г., Сергеев Ю. С. — Разработка роторных инерционных виброприводов станков для измельчения волокнистых материалов 15

Лобанов Д. В., Ефремов И. М. — Моделирование процесса виброперемешивания бетонных смесей в смесителе с вибратором сильфонного типа . . . 21

Огородникова О. М. — Исследовательская функция программ CAE в сквозных технологиях CAD/CAE/CAM . . . 25

Максимов В. А., Хадиев М. Б., Галиев Р. М. — Оптимизация гидродинамических упорных подшипников типа МИТЧЕЛА . . . 31

Цикл статей
«Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Дроздов Ю. Н., Осипова Е. П., Пучков В. Н., Макаров В. В., Афанасьев А. В., Матвиенко И. В. — Экспериментальные исследования динамики изнашивания фрагментов нижней части тепловыделяющей сборки с незакрепленными твэлами . . . 40

Безносов А. В., Дроздов Ю. Н., Бокова Т. А., Новожилова О. О., Ярмонов М. В., Махов К. А. — Триботехнические исследования зон контакта в среде свинцового и свинец-висмутового теплоносителей. . . . 43

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Гасанли Р. К. — Исследования износостойкости экономнолегированного высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы . . . 47

Негров Д. А., Еремин Е. Н. — Новая технология изготовления подшипников скольжения из композиционного материала на основе политетрафторэтилена 49

Веселовский А. А. — Повышение износостойкости зубчатых колес из высокопрочного чугуна термодиффузионным ванадированием . . . 52

Кирюшин И. Е., Кирюшин Д. Е., Насад Т. Г., Вениг С. Б. — Преимущества высокоскоростной лезвийной обработки перед традиционной обработкой 54

Багиров С. А. — Экспериментальные исследования поверхностей, полученных шлифованием разнозернистыми и стандартными шлифовальными кругами 56

Онищенко Д. В. — Механическое получение нанодисперсных металлов (вольфрама и молибдена) для формирования функциональных композитных систем 61

Бирюков В. П. — Изменение свойств борсодержащих покрытий воздействием лазерным лучом . . . 64

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Григорьев С. Н., Кузин В. В., Буртон Д., Батако А. — Влияние силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики. . . . 67

Попов А. В., Дугин А. В. — Сравнение экспериментальных методов определения сил резания на задней поверхности режущего инструмента . . . 71

Обработка материалов без снятия стружки
Цикл статей
"Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

Воронцов А. Л. — Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке . . . 73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Окатьев Н. А., Чурсин А. А. — Решение задач по оптимизации распределения выпуска продукции . . . 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Бекаев А. А., Строков П. И., Ковальчук А. Ю. — Новый способ пожаротушения . . . 83

Алтайулы С., Антипов С. Т., Шахов С. В. — Конический ротационно-пленочный аппарат для выпаривания эмульсий растительных масел. . . . 86

Международная специализированная выставка "Термообработка–2011" . . . 88

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Medvedev Yu. A., Morozov V. V., Kuznetsov V. P. — Analysis of the investigation results of energy properties of the multi-motor electro-hydraulic drives

Utkin V. S. — Calculation of the machine parts reliability using the Chebyshev's inequality

Dunaev V. V., Shirshov A. A. — The longevity enhancement of the joints with radial tightness by means of technological premolding of the bolts

Sergeev S. V., Zakirov R. G., SergeevYu. S. — Development of rotary inertial vibro-drives of the machine-tools for shredding of fibrous materials

Lobanov D. V., Efremov I. M. — Simulation of vibratory intermixing process of the concrete mixtures in the mixer with the vibrator of bellows-sealed type

Ogorodnikova O. M. — Research function of SAE programs in the open-end SAE/CAD/SAE/CAM technologies

Maksimov V. A., Khadiev M. B., and Galiev R. M. — Optimization of hydrodynamic thrust bearings of Mitchell type

A series of articles
«Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Drozdov Yu. N., Osipova E. P, Puchkov V. N., Makarov V. V., Afanas'ev A. V., Matvienko I. V. — Experimental study of the dynamic wear of fragments of the lower part of the fuel assembly with free fuel elements

Beznosov A. V., Drozdov Yu. N., Bokova T. A., Novozhilova O. O., Yarmonov M. V., Makhov K. A. — Tribotechnical studies of the contact zones in the environment of lead and lead-bismuth coolants

MANUFACTURING ENGINEERING

Gasanli R. K. — Study of the wear resistance of the economy-alloyed high-strength nodular cast iron obtained by casting in the metal molds

Negrov D. A., Eremin E. N. — A new production technique of friction bearings from composite materials on the basis of polytetrafluoroethylene

Veselovsky A. A. — Wear resistance enhancement of the tooth gears from high-strength cast iron by thermo-diffusion vanadium formation

Kiryushin I. E., Kiryushin D. E., Nasad T. G., Venig S. B. — The advantages of high-speed blade processing as compared with traditional treatment

Bagirov S. A. — Experimental studies of the surfaces obtained at grinding by assorted and standard grinding wheels

Onishchenko D. V. — Mechanical obtaining of nano-dispersed metals (tungsten and molybdenum) to form the functional composite systems

Biryukov V. P. — Change the properties of boron-containing coatings by a laser beam exposure

A series of articles
«Problems of theory and practice of materials cutting»

Grigor'ev S. N., Kuzin V. V., Burton D., Batako A. — Power loads effect on the stress-strain state of the cutting blades made of an oxide ceramics

Popov A. V., Dugin A. V. — Comparison of experimental methods for determining of the cutting forces on the rear surface of the cutting tool

Working of the materials without chipping.
A series of articles
"A new solution method of complicated variation problems of non-cutting shaping"

Vorontsov A. L. — A new method for solving complex variation problems on the example of study of the workpiece deformation at broaching

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Okat'ev N. A., Chursin A. A. — Solving the problems on optimization of the production output distribution

TECHNICAL INFORMATION

Bekaev A. A., Strokov P. I., Kovalchuk A. Yu. — A new method of the fire fighting

Altayuly S., Antipov S. T., Shakhov S. V. — A conical rotation-film evaporator of the vegetable oil emulsions

International Specialized Exhibition "Heat treatment–2011"

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 01.11.2011. Подписано в печать 14.12.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,27 (в т. ч. цв. вкл. 0,49). Уч.-изд. л. 12,54. Заказ 3.

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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2012

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, В. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук
(Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

Анализ результатов исследования энергетических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов

При расчете мощности многодвигательного привода показана необходимость учета взаимонагружения, обусловленного случайными вариациями параметров элементов однотипных объединяемых приводов.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, проектирование.

It was shown that at calculation of the multi-motor drive power the inter-loading effect, conditioned by stochastic variations of parameters of elements of one-type joined drives, should be take into account.

Keywords: electro-hydraulic drives, design.

Важным этапом проектирования многодвигательных электрогидравлических приводов (МДЭГП) является анализ предельных энергетических возможностей, зависящих не только от мощности объединяемых гидродвигателей, но и от режима их взаимонагружения, обусловленного случайной неидентичностью характеристик отдельных каналов привода [1, 2].

В общем случае полный момент нагрузки определяется суммой перепадов давлений в магистралях гидродвигателей объединяемых приводов по выражению

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta P_i = \frac{1}{q}\left(J\frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2} + h\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} + c\varphi + M_0 + |M_{\text{тр}}|\operatorname{sgn}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} + M_{\text{вз}}\right),$$

где φ — угол поворота выходного звена МДЭГП; J — приведенный момент инерции подвижных частей гидродвигателей и нагрузки; h — приведенный коэффициент вязкого трения нагрузки; c — коэффициент приведения момента в шарнире к выходному звену привода; M_0 — постоянный момент, действующий на выходное звено привода; $M_{\text{тр}}$ — момент сухого трения; $M_{\text{вз}}$ — момент от взаимонагружения (численное значение — случайно).

Сочетание различных составляющих нагрузки определяет характер движения выходного звена МДЭГП. При случайном различии механических характеристик объединяемых гидроприводов появляется взаимонагружение, что приводит к отличию законов изменения амплитуды и фазы колебаний выходного звена привода от требуемых законов, в результате чего могут существенно изменяться характер нагружения и форма нагрузочной характеристики.

Из-за сложного характера нагрузки МДЭГП аналитическое выражение нагрузочной характеристики — громоздко и трудно для исследования, поэтому исследование экспериментальных нагрузочных характеристик реального привода актуально.

Исследуем нагрузочные характеристики двухдвигательного ГП с дроссельным регулированием (рис. 1).

Для получения экспериментальных нагрузочных характеристик единичных приводов и двухдвигательного ГП использована экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 2.

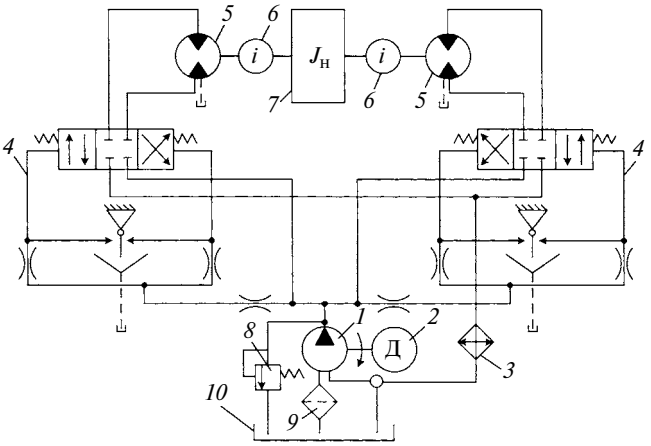


Рис. 1. Гидравлическая схема двухдвигательного привода:
1 — насос НПМ 713; *2* — электродвигатель А2-91-6; *3* — теплообменник; *4* — гидроусилитель АУ35М; *5* — гидродвигатель ПМ-2,5; *6* — редуктор; *7* — нагрузка; *8* — предохранительный клапан; *9* — фильтр; *10* — бак

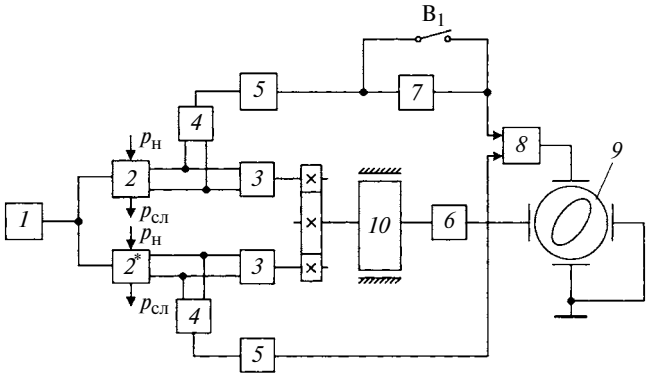


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для исследования энергетических характеристик гидропривода

Принимаем гармонический режим работы ГП, близкий к реальному, т. е. адекватный многим его режимам. При анализе нагрузочных характеристик главная задача — качественная оценка характера движения нагрузки двухдвигательного ГП [3, 4, 6].

Определение и анализ экспериментальных диаграмм двухдвигательного ГП

Методика проведения эксперимента: на вход привода (см. рис. 2) от низкочастотного генератора периодических колебаний *1* типа НГПК-3М подается гармонический сигнал, датчиками давления *4* и *4** типа ДД-10 измеряются перепады давлений на гидродвигателях *3* и *3**. Сигналы, пропорциональные давлению, проходя через преобразователи *5* и *5** типа ИД-2и, суммируются на усилителе *8* типа УУ-2. В зависимости от положения выключателя В1 получаем на выходе усилителя сигнал, пропорциональный или сумме перепадов давлений Δp_1 и Δp_2 на гидродвигателях *3* и *3**, или их разности.

Разность $\Delta p = \Delta p_1 - \Delta p_2$ перепадов давлений на гидродвигателях позволяет оценить разницу в распределении нагрузки между гидродвигателями в двухдвигательном ГП.

Частота $n_н$ вращения нагрузки измеряется тахогенератором *6* типа ТД-103, установленным на нагрузке. На экран электронного осциллографа *9* типа С1-18 выводится фазовая траектория точки с координатами $n_н$, M, которая представляет собой нагрузочную характеристику привода в явном виде, т. е. вне зависимости от времени t.

При снятии нагрузочных характеристик единичных приводов (обозначим их 1 и 2) один из них (неисследуемый) отключали от нагрузки и от генератора *1*. В качестве нагрузки ГП использовали эквивалент исследуемому объекту с моментом нагрузки, равным 3,34 кг · м.

При работе привода в гармоническом режиме и чисто инерционной нагрузке ее диаграмма имеет форму эллипса [5]. При наличии составляющей нагрузки в виде вязкого трения, эллипс поворачивается относительно осей координат на некоторый угол, зависящий от величины вязкого трения. На форму диаграммы нагрузки аналогичное действие оказывает и сухое трение.

Анализ нагрузочных характеристик единичных приводов 1 и 2 (рис. 3), снятых при токе управления $I_у = I'_у \sin\omega t$ ($I'_у$ = 15 мА) и изменении частоты входного сигнала от 0,5 до 8 Гц, показал, что основными составляющими нагрузки являются динамическая (инерционная) и статическая, обусловленная сухим и вязким трением. При медленном увеличении частоты входного сигнала, равного 0,5 Гц (характеристика *1*), преобладает нагрузка в виде сухого трения, а с увеличением частоты от 1 до 4 Гц (характеристики *2÷4*) становится заметным влияние инерционной нагрузки, выражающееся в том, что эллипс оказывается разрезанным на две сдвинутые части в результате совместного действия составляющих нагрузки. При увеличении частоты входного сигнала от 6 до 8 Гц (характеристики *5*, *6*) заметны преобладающее влияние инерционной составляющей и увеличение одной из осей эллипса (момента). Для обоих ГП нагрузочные характеристики при сухом трении (*1*) неоднозначны, причем для привода 2 составляющая нагрузки от сухого трения больше, чем для привода 1.

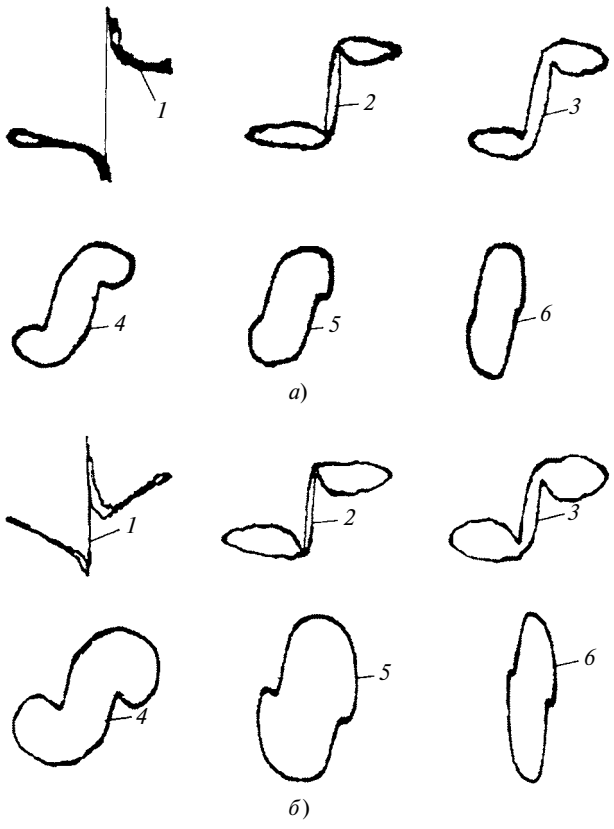


Рис. 3. Нагрузочные характеристики гидроприводов 1 (*а*) и 2 (*б*) при частоте входного сигнала 0,5 (*1*); 1 (*2*); 2 (*3*); 4 (*4*); 5 (*5*); 8 Гц (*6*)

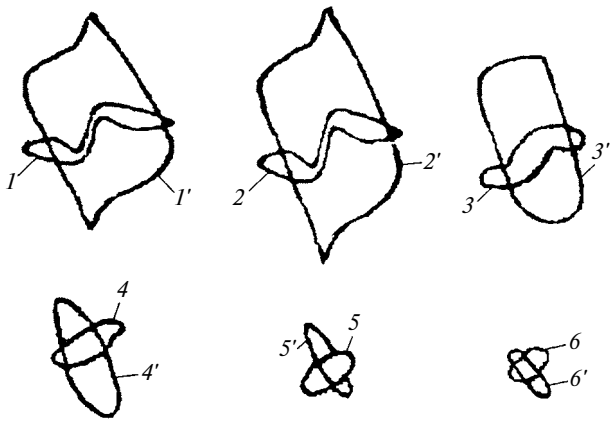


Рис. 4. Нагрузочные характеристики *1÷6* двухдвигательного гидропривода и характеристики *1′÷6′* зависимости $M_1 - M_2 = f(n)$ при частоте входного сигнала 0,5 (*1*; *1′*); 1 (*2*; *2′*); 2 (*3*; *3′*); 4 (*4*; *4′*); 5 (*5*; *5′*); 8 Гц (*6*; *6′*)

На рис. 4 представлены нагрузочные характеристики *1÷6* двухдвигательного ГП с жестким соединением валов гидродвигателей приводов 1 и 2 при $I_у = I'_у \sin\omega t$ ($I'_у$ = 15 мА). Форма нагрузочной характеристики двухдвигательного ГП существенно изменяется по сравнению с характеристиками единичных приводов (см. рис. 3, *а*, *б*) вследствие взаимонагружения объединяемых приводов, что особенно заметно при частотах входного сигнала 0,5÷4 Гц (характеристики *1÷4*).

На рис. 4 показаны также зависимости *1′—6′* разности моментов на валах гидродвигателей от частоты вращения $n_н$ нагрузки при жестком соединении. Видим, что разность моментов с увеличением частоты входного сигнала увеличивается быстрее, чем их сумма, что указывает на неравномерность нагружения приводов 1 и 2.

При жестком соединении гидродвигателей меняется характер нагружения любого из единичных приводов. На рис. 5, *а—е* представлены нагрузочные характеристики объединяемых приводов и двухдвигательного привода, показаны также зависимости частоты $n_н$ вращения нагрузки отдельных приводов от суммарного момента: *а*) $n_н = f(M_1 + M_2)$; *б*) $n_н = f(M_1)$; *в*) $n_н = f(M_2)$; *г*) то же, что и на рис. 5, *а—в*; *д*) $n_{гд} = f(M_1 + M_2)$; *е*) $n_н = f(M_1 + M_2)$; $n'_н = f(M_1 - M_2)$.

Характеристики сняты при частоте входного сигнала 0,05 Гц и токе управления $I_у$ = 15 мА.

Сравнение нагрузочных характеристик гидроприводов 1 и 2 (см. рис. 3) с нагрузочными характеристиками этих же гидроприводов после объединения (см. рис. 5, *б*, *в*) указывает на заметное различие их по форме и величине нагружения.

На рис. 6 показаны нагрузочные характеристики двухдвигательного привода при инерционной нагрузке $J_н$ = 2,74 кг · м и разных по амплитуде токах управления единичных приводов:

а) $n_н = f(M_1 + M_2)$ и $n'_н = f(M_1 - M_2)$ при $I_{у1} = I_{у2}$ = 40 мА и частоте входного сигнала 0,05 Гц;

б) то же, но при частоте 1 Гц;

в) $n_н = f(M_1 + M_2)$ и $n'_н = f(M_1 - M_2)$ при $I_{у1max}$ = 30 мА, $I_{у2max}$ = 40 мА и частоте 0,05 Гц;

г) то же, но при частоте 1 Гц;

д) $n_н = f(M_1 + M_2)$ и $n'_н = f(M_1 - M_2)$ при $I_{у1max}$ = 40 мА, $I_{у2max}$ = 20 мА и частоте 0,05 Гц;

е) то же, но при частоте 1 Гц.

Анализ этих характеристик показал, что при уменьшении тока управления по каналу привода 1 (см. рис. 6, *в*, *г*) нагружение двухдвигательного привода увеличивается сильнее, чем при таком же уменьшении по каналу привода 2. Уменьшение момента инерции $J_н$ нагрузки двухдвигательного привода (нагрузочные характеристики на рис. 6 снимали при $J_н$ = 3,34 кг · м) меньше влияет на форму нагрузочной характеристики, чем неидентичность сигналов управления объединяемых приводов. С увеличением частоты входного сигнала с 0,05 до 1 Гц

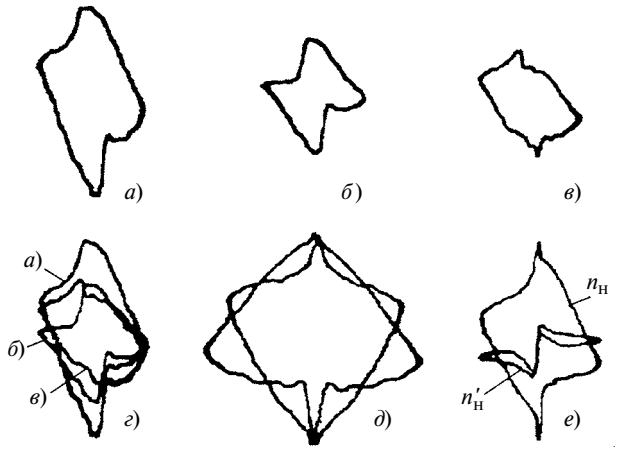


Рис. 5. Нагрузочные характеристики объединяемых гидроприводов (*а—г*) и двухдвигательного гидропривода (*д*, *е*)

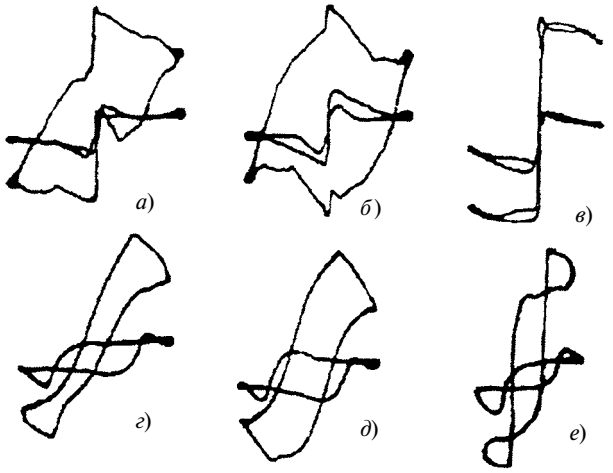


Рис. 6. Нагрузочные характеристики двухдвигательного гидропривода в зависимости от характера сигналов управления

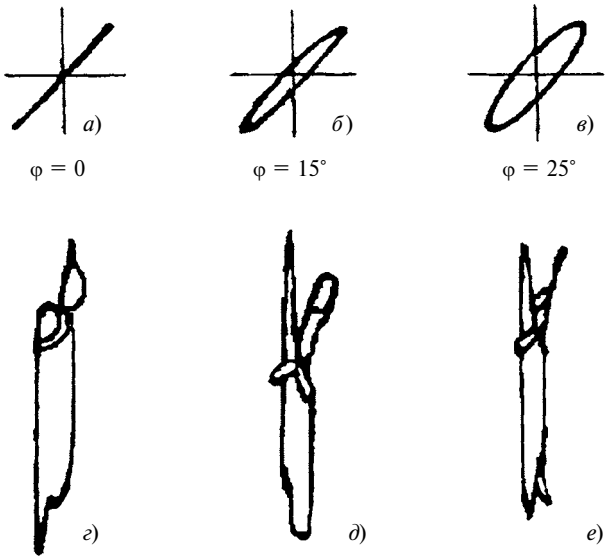


Рис. 7. Влияние сдвига по фазе (φ) сигналов управления на нагрузочные характеристики двухдвигательного гидропривода (*а—в*) и зависимости $M_1 - M_2 = f(n_н)$ (*г—д*)

при любых сочетаниях входных сигналов единичных приводов (см. рис. 6, *а*, *е*) разность моментов приводов возрастает, т. е. нагружение одного из приводов (в данном случае привода 1) возрастает быстрее.

На рис. 7, *а—в* представлены нагрузочные характеристики двухдвигательного привода при одинаковых амплитудах сигналов управления по каналам приводов ($I_{y1max} = I_{y2max} = 15$ мА) при частоте входного сигнала 1 Гц, но со сдвигом по фазе между ними. Показаны также изменения частоты $n_н$ вращения в зависимости от разности моментов объединяемых приводов. Из сравнения характеристик видно, что увеличение сдвига по фазе между входными сигналами единичных приводов (опережение по каналу привода 2) незначительно уменьшает неравномерность их нагружения, но существенно искажает форму нагрузочной характеристики.

Было исследовано изменение формы нагрузочных характеристик двухдвигательных гидроприводов при различных, непрерывно изменяющихся значениях частоты управляющего сигнала. Подобные нагрузочные характеристики позволяют выявить область возможных значений частот вращения и моментов в рабочих режимах гидропривода. Граница этой области может оцениваться как предельная нагрузочная характеристика, по которой можно судить о максимальной мощности нагружения привода.

Анализ экспериментальных нагрузочных характеристик, снятых в различных режимах работы привода, позволил сделать следующие выводы:

1. Нагрузочные характеристики однотипных единичных приводов 1 и 2 имеют одинаковые по характеру составляющие (инерционную и сухого трения) нагрузки. На низких частотах входного сигнала (0,05÷4 Гц) преобладает нагрузка сухого трения, на частотах 6 Гц и выше — инерционная нагрузка. Привод 2 имеет большее нагружение, чем привод 1 при одинаковых параметрах внешней нагрузки.

2. Жесткое соединение гидродвигателей единичных приводов 1 и 2 вызывает изменение формы нагрузочной характеристики двухдвигательного гидропривода, причем их взаимовлияние приводит к дополнительному увеличению мощности нагружения для каждого привода. Неравномерность загрузки приводов возрастает с увеличением частоты сигнала управления.

3. Форма нагрузочной характеристики двухдвигательного гидропривода при гармоническом режиме работы зависит от амплитуды и фазы входных воздействий по каналам объединяемых гидроприводов.

4. Нагрузочная диаграмма двухдвигательного гидропривода изменяется вследствие взаимонагружения, обусловленного случайными вариациями параметров однотипных объединяемых приводов, что необходимо учитывать при расчете мощности МДЭГП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Энергетический расчет многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 114 — В 2010). 2010. № 4. Б/о 42. 19 с.

2. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Энергетическая обеспеченность многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 117 — В 2010). 2010. № 4. Б/о 41. 10 с.

3. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Исследование статических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 276 — В 2010). 2010. № 7. Б/о 42. 30 с.

4. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Исследование энергетических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 278 — В 2010). 2010. № 7. Б/о 43. 14 с.

5. **Мелкозеров П. С.** Энергетический расчет систем автоматического управления и следящих приводов. М.: Энергия, 1968. 379 с.

6. **Кузнецов В. П., Медведев Ю. А.** Вероятностный подход к расчету многодвигательного гидропривода // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. Вып. 9. М.: Машиностроение, 1982. С. 51—58.

УДК 621.01-192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (ВоГТУ, г. Вологда), e-mail: pgs@mh.vstu.edu.ru

Расчет надежности деталей машин с использованием неравенства Чебышева

Предложен метод расчета надежности деталей машин при ограниченной статистической информации о параметрах модели с использованием описания ее параметров функциями распределения на основе неравенства Чебышева.

Ключевые слова: надежность, отказ, деталь машины, зубчатая передача, контактная прочность, неравенство Чебышева.

A method for calculating the reliability of the machine parts at limited statistical information on the model parameters with use of the description of its parameters by distribution functions based on the Chebyshev inequality has been proposed.

Keywords: reliability, failure, machine part, gear, contact resistance, the Chebyshev inequality.

С 1-го сентября 2010 г. введен в действие ГОСТ Р 27.004—2009 "Надежность в технике. Модели отказов". Он распространяется на изделия любых видов техники, для которых предусматриваются и решаются задачи прогнозирования их безотказности на различных стадиях жизненного цикла. Однако при реализации данного стандарта традиционными вероятностно-статистическими методами возникают непреодолимые трудности. Дело в том, что статистическая информация о базовых параметрах в математических моделях предельных состояний часто бывает ограниченной, в то время как применение вероятностно-статистических методов расчета надежности возможно только при полной информации о параметрах. Информация о параметре считается полной, если она содержит точный закон распределения этой случайной величины и достоверные параметры указанного закона, например для нормального (гауссовского) распределения — математическое ожидание m и дисперсию σ^2 (или S^2).

В связи с этим в последнее время ведутся интенсивные исследования и разработки различных вариантов описания неполноты информации о параметрах моделей для расчетов надежности деталей машин даже при ограниченной информации. Рассмотрим один из новых вариантов описания неполноты информации с помощью неравенства Чебышева [1]. Это возможно, если для параметров математической модели предельного состояния известны математическое ожидание (или среднее) и среднее квадратическое отклонение, а сам закон распределения неизвестен. Такую информацию можно получить из различных источников, в частности по результатам эксплуатационного контроля нагрузок и прочности деталей машин (даже при ограниченном объеме, не позволяющем установить законы распределения параметров), а также из анализа работы подобных элементов при эксплуатации в условиях, близких к условиям эксплуатации исследуемого механизма.

Рассмотрим метод расчета надежности детали по этим данным, используя неравенство Чебышева [1], которое можно представить в виде:

$$p(|x - m_X| \geqslant kS_X^2) \leqslant 1/k^2 \text{ или}$$
$$P(|x - \bar{x}| \geqslant k) \leqslant S_X^2/k^2,$$

где $m_X \approx \bar{x}$ — статистическое математическое ожидание случайной величины X; S_X — ее среднее квадратическое отклонение.

Неравенство Чебышева означает: какое бы не взяли положительное, наперед заданное число k, вероятность того, что значение случайной величины x отклонится от ее среднего значения $\bar{x}$ (или математического ожидания m_X) больше чем на k, всегда не больше отношения S_X^2/k^2. Так, при $k = 4S_X$ имеем: $P(|x - \bar{x}| \geqslant 4S_X) \leqslant S_X^2/(4S_X)^2 = 1/16$.

На основании неравенства Чебышева случайную величину (по терминологии Чебышева) или нечеткую переменную (в терминах теории возможностей [2]) можно описать (характеризовать) граничными функциями в виде верхнего $\bar{F}_X(x)$ и нижнего $\underline{F}_X(x)$ распределений, которые согласно работе [3] имеют вид:

$$\left.\begin{aligned}
\bar{F}_X(x) &= \begin{cases} \dfrac{S_X^2}{(m_X - x)^2 + S_X^2} \text{ при } x < m_X; \\ 1 \text{ при } x \geq m_X; \end{cases} \\
\underline{F}_X(x) &= \begin{cases} 0 \text{ при } x < m_X; \\ 1 - m_X/x \text{ при } m_X \leq x \leq m_X + S_X^2/m_X; \\ \dfrac{(m_X - x)^2}{(m_X - x)^2 + S_X^2} \text{ при } x > m_X + S_X^2/m_X. \end{cases}
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

На рис. 1 представлены эти граничные функции. Истинная функция распределения $F_X(x)$ неизвестна (штриховая линия показана условно) и

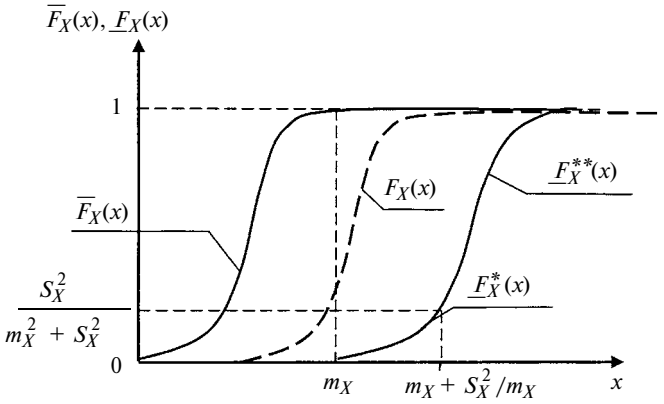


Рис. 1. Функции распределения границ $\overline{F}(x)$, $\underline{F}_X^*(x)$ и $\underline{F}_X^{**}(x)$

$\underline{F}_X(x) < F_X(x) \leqslant \overline{F}_X(x)$. Согласно второму из выражений (1) $\underline{F}_X(x)$ состоит из трех участков, один из которых совпадает с осью абсцисс в интервале от нуля до m_X.

По правилам классической теории надежности [4] вероятность Q отказа при стохастически независимых случайных величинах X_i с функциями плотностей $p_{X_i}(x_i)$, $i = 1, 2, ..., n$ вычисляется по общей формуле

$$Q = \int\limits_V \ldots \int \prod_{i=1}^{n} p_{X_i}(x_i)\mathrm{d}x_i, \qquad (2)$$

где V — область отказа; n — число параметров (случайных величин) в математической модели предельного состояния.

Рассмотрим применение формулы (2), но для нечетких переменных, которые описываются функциями (1) распределений $\overline{F}_X(x)$ и $\underline{F}_X(x)$, полученными на основе неравенства Чебышева. Для этого найдем функции плотностей распределений $p_X(x)$ для граничных функций распределений $\overline{F}_X(x)$ и $\underline{F}_X(x)$ в виде производных по аргументу x:

$$\left.\begin{aligned} \underline{p}_X(x) &= \begin{cases} 0 \text{ при } x < m_X; \\ m_X/x^2 \text{ при } m_X \leq x \leq m_X + S_X^2/m_X; \\ -2\dfrac{(m_X - x)S_X^2}{[(m_X - x)^2 + S_X^2]^2} \text{ при } x > m_X + \dfrac{S_X^2}{m_X}; \end{cases} \\ \overline{p}_X(x) &= \begin{cases} \dfrac{2(m_X - x)S_X^2}{[(m_X - x)^2 + S_X^2]^2} \text{ при } x < m_X; \\ 0 \text{ при } x \geq m_X. \end{cases} \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

В этом случае для события (отказа) $X > Y$, где нечеткие переменные (X — нагрузка, Y — прочность) описываются граничными функциями распределения $\overline{F}_X(x)$, $\underline{F}_X(x)$ и $\overline{F}_Y(y)$, $\underline{F}_Y(y)$ с соответствующими плотностями распределений вероятностей (3), вероятности отказа будут определяться не по формуле (2), а по двум формулам вида:

$$\underline{Q} = \int\limits_V\int \overline{p}_X(x)\,\underline{p}_Y(y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \text{ и}$$

$$\overline{Q} = \int\limits_V\int \underline{p}_X(x)\,\overline{p}_Y(y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y, \qquad (4)$$

в которых нагрузка — X и прочность Y — независимые (невзаимодействующие) величины, а при определении используют $\overline{p}_X(x)$, так как с ростом X область отказа возрастает, и $\underline{p}_Y(y)$, так как с ростом Y область отказа убывает. Для $\overline{Q}$ правило подстановки функций плотностей распределений меняется на противоположное. Вероятность безотказной работы определяется из зависимостей $\underline{P} = 1 - \overline{Q}$ и $\overline{P} = 1 - \underline{Q}$. Надежность будет характеризоваться интервалом $[\underline{P}, \overline{P}]$.

Рассмотрим конкретный пример расчета надежности предлагаемым методом, например расчет надежности индивидуальной зубчатой передачи по критерию контактной усталости зуба шестерни.

Заметим, что для расчета надежности индивидуального зуба передачи вообще не применим вероятностно-статистический метод из-за отсутствия необходимой для него статистической информации. Возможностный метод расчета надежности, подробно описанный в работах [5, 6] автора статьи, может быть использован для индивидуального зуба передачи, но одним из его недостатков является субъективность выбора уровня риска, который назначается исходя из объема информации и ответственности за безопасность объекта. Результат расчета надежности этим методом характеризуется высокой гарантией, но в силу осторожного подхода к оценке надежности его получают в виде интервала, который может оказаться широким (размытым) и, следовательно, малоинформативным. Поэтому рассмотрим новый подход к расчету надежности зубчатой передачи при ограниченной информации, построенный на основе неравенства Чебышева. Не останавливаясь на структуре математической модели предельного состояния по критерию контактной усталости зуба и на описании параметров модели, которые были приведены в работах [5, 6], запишем математическую модель для расчетов надежности зуба передачи в краткой форме:

$$\tilde{\sigma}_H \leqslant \tilde{\sigma}_{H\lim}, \qquad (5)$$

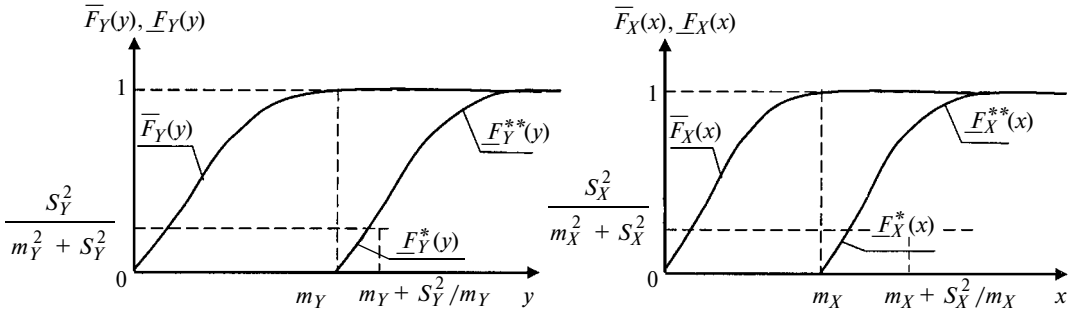


Рис. 2. Функции распределения $\underline{F}_Y(y)$, $\overline{F}_Y(y)$ и $\underline{F}_X(x)$, $\overline{F}_X(x)$

где $\tilde{\sigma}_H$ — контактное напряжение в полюсе внешнего зацепления наиболее нагруженного зуба зубчатого колеса.

Напряжение $\tilde{\sigma}_H$ зависит от целого ряда коэффициентов, размеров зуба, передаточного числа и окружного усилия или крутящего момента зубчатой передачи. Последние параметры изменчивы и могут быть многократно измерены прямым или косвенным способом [5, 6] в течение некоторого времени или найдены из других источников для определения значений m_{σ_H} и S_{σ_H} и использования их в выражениях (1) и (2) для описания $\tilde{\sigma}_H$.

Предел контактной выносливости стали зуба в виде предельного напряжения $\tilde{\sigma}_{H\lim}$ также изменчив и зависит от многих факторов. Способы его измерения и определения значений и функциональной зависимости от целого ряда параметров приведены в работах [5, 6].

Рассмотрим метод реализации модели (5) при расчете надежности зуба по контактной усталости с использованием формул (3) и (4). Допустим, что по результатам измерений изменчивых параметров или по другим методам их оценки удалось найти некоторые множества числовых значений $\{\sigma_H\}$ и $\{\sigma_{H\lim}\}$, по которым можно определить средние значения (статистические математические ожидания) m_{σ_H}, $m_{\sigma\lim}$ и средние квадратические отклонения S_σ и $S_{\sigma\lim}$, но которых недостаточно для выявления законов распределений. Для краткости записей введем обозначения $\tilde{\sigma}_H = X$, $\tilde{\sigma}_{H\lim} = Y$ и будем находить вероятность реализации события $X \leqslant Y$ для выявления надежности или события $X > Y$ для определения вероятности отказа по формулам (4) с плотностями распределений (3) и с учетом того, что $\overline{F}_X$ (как и $\overline{F}_Y$) состоит из двух участков в виде $\underline{F}_X^*(x)$ и $\underline{F}_X^{**}(x)$ (см. рис. 1) и соответственно содержит функции $\underline{p}_X^*(x)$ и $\underline{p}_X^{**}(x)$.

Рассмотрим расчет отказа (надежности) для варианта, наиболее близкого к практическим условиям, в котором $m_Y > m_X + S_X^2/m_X$, т. е. средняя прочность больше средней нагрузки даже с учетом среднего квадратического отклонения. На рис. 2 показаны функции распределений Y и X для этого варианта.

Значения отказов для модели (5) находим по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \underline{Q} &= \int\limits_V \underline{p}_Y^*(y)\overline{p}_X(x)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \int\limits_V \underline{p}_Y^{**}(y)\overline{p}_X(x)\mathrm{d}x\mathrm{d}y; \\ \overline{Q} &= \int\limits_V \underline{p}_Y^*(y)\overline{p}_X(x)x\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \int\limits_V \overline{p}_Y^{**}(y)\overline{p}_X(x)\mathrm{d}x\mathrm{d}y. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

После подстановки в выражения (6) функций (3) с их пределами изменений в развернутом виде получим:

$$\overline{Q} = \int\limits_{m_X}^{m_X + S_X^2} \frac{m_X}{x^2} \int\limits_0^x \frac{2(m_Y - y)S_Y^2}{[(m_Y - y)^2 + S_Y^2]^2}\,\mathrm{d}y\mathrm{d}x + \int\limits_{m_X + S_X^2/m_X}^{\infty} \frac{2(x - m_X)S_X^2}{(m_X - x)^2 + S_X^2} \int\limits_0^x \frac{2(m_Y - y)S_Y^2}{[(m_Y - y)^2 + S_Y^2]^2}\,\mathrm{d}y\mathrm{d}x. \quad (7)$$

Формулу для $\underline{Q}$ не приводим из-за ее громоздкости и потому что на практике важно знать наибольшее значение отказа и соответственно наименьшую (более обеспеченную) надежность детали.

Пример. Известны: $m_Y = 250$ МПа; $m_X = 200$ МПа; $S_Y = 12$ МПа; $S_X = 10$ МПа.

По выражению (7) с использованием компьютерной программы получили $\overline{Q} = 0{,}127$. Соответственно $\underline{P} = 1 - 0{,}127 = 0{,}873$. Это значение является важнейшей информацией для принятия решения о прекращении использования детали по условию безопасности работы или о возможности продолжения ее эксплуатации. Решение принимают, учитывая и другую информацию, например об экономических и социальных последствиях отказа детали и т. п.

Анализ решения примеров показал, что при коэффициенте вариации $\upsilon = S/m \leqslant 0{,}05$ влиянием на значение отказа участков функций $F_X^*(x)$ и $F_Y^*(y)$ при расчете отказа (надежности) с помощью формулы (7) можно пренебречь, тем самым сократив и упростив этот расчет. Так, в приведенном примере имеем $\upsilon_Y = 0{,}048$, $\upsilon_X = 0{,}05$ и в результате расчетов получили: $\overline{Q} = \overline{Q}_1 + \overline{Q}_2 = 0{,}00013 + 0{,}1272 \approx 0{,}127$.

При $S_Y = 24$ МПа, $S_X = 20$ МПа и тех же значениях m_X и m_Y получили: $\overline{Q} = 0{,}002 + 0{,}428 = 0{,}430$, т. е. при существенной изменчивости X и Y пренебрегать участками функций $\bar{F}_X^*(x)$ и $\underline{F}_Y^*(y)$ уже нельзя и вероятность отказа существенно возрастает. Кроме того, замена суммы функций $\underline{F}_X^*(x) + \underline{F}_X^{**}(x)$ одной функцией $\underline{F}_X(x) = F_X^{**}(x)$ с изменением аргумента x от m_X до ∞ [как и $\underline{F}_Y(y)$] приводит к возрастанию значения отказа, т. е. неучет $F_X^*(x)$ увеличивает запас по расчетной надежности детали.

В расчете надежности рассмотрен один зуб. Рассматривают, как правило, зуб ведущего колеса в закрытой передаче. В вероятностных методах расчета надежности зубчатое колесо рассматривается как последовательная система, состоящая из нескольких элементов. Вероятность безотказной работы этой системы определяется по формуле $P_c = \Pi P_i$, где i — число зубьев.

В возможностном методе расчета надежности [2, 6] определение произведения (пересечения) заменяется определением минимума. В связи с этим надежность всего зубчатого колеса по критерию контактной усталости зуба определяется условно равенством $P_c = P_{i\,\min}$, где i — номера зубьев. Таким образом, надежность всего зубчатого колеса определяется наименьшей надежностью одного из зубьев. Поэтому предварительно выявляют [5] зуб колеса с наибольшим износом и с наиболее опасным расположением пятна контакта, затем для него рассчитывают надежность. Такой же подход применяется в предлагаемом методе расчета надежности с использованием неравенства Чебышева.

Предложенный метод можно использовать для расчетов надежности других деталей машин по различным критериям (моделям) предельных состояний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Надежность** технических систем: Справочник / Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др. Под ред. И. А. Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.

2. **Дюбуа Д., Прад А.** Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике: Пер. с фр. М.: Радио и связь, 1990. 288 с.

3. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Расчет надежности строительных конструкций при различных способах описания неполноты информации. Учеб. пособие. Вологда: ВоГТУ, 2009. 126 с.

4. **Шпете Г.** Надежность несущих и строительных конструкций: Пер. с нем. М.: Стройиздат, 1994. 288 с.

5. **Уткин В. С.** Определение надежности зуба прямозубой зубчатой передачи по условию контактной усталости // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 25—28.

6. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Расчет надежности механических систем при ограниченной статистической информации. Вологда: ВоГТУ, 2008. 188 с.

УДК 621.88:539.4

В. В. ДУНАЕВ, А. А. ШИРШОВ, кандидаты технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), тел.: (499) 180-71-37

Повышение долговечности соединений с радиальным натягом технологической подпрессовкой болтов

Предложен способ повышения долговечности болтовых соединений с радиальным натягом путем технологической подпрессовки.

Ключевые слова: стяжка пакета, коэффициент стяжки, подпрессовка болтов, ударная нагрузка, подтяжка гаек, проскальзывание.

A method of the longevity enhancement of bolted joints with radial tightness by means of technological premolding is proposed.

Keywords: packet screed coat, screed coat ratio, premolding of the bolts, shock load, nuts tighten, slippage.

Ответственные болтовые соединения после постановки болта затягивают, как правило, нормированным усилием, контролируемым по моменту на ключе, обеспечивая необходимое усилие сжатия в пакете — стяжку пакета. Увеличение усилия сжатия приводит к повышению в 2,5÷7 раз [1] долговечности соединений с зазором. Основной причиной разброса значений долговечности является почти 30 %-ное отклонение от среднего значения усилия сжатия пакета при одном и том же моменте затяжки на ключе [2].

Стяжка пакета болтовых соединений с радиальным натягом также повышает их долговечность. Результаты [3—5] свидетельствуют об отсутствии однозначной зависимости усталостной долговечности болтовых соединений с радиальным натягом от момента затяжки гайки. Установлено, что затяжка в некоторых случаях даже уменьшает долговечность соединений с радиальным натягом [3]. Одним из факторов, влияющих на долговечность соединений, является неравномерность контактного давления по толщине пакета, что обусловлено как технологическими факторами, так и переменной по длине болта осевой силой.

При затяжке соединения к гайке прикладывается момент, часть которого затрачивается на преодоление сил трения в резьбе и по торцам шайбы. При этом стержень болта в сечении под гайкой оказывается нагруженным крутящим моментом $M_{кр}$ и растягивающей силой Q_1. В результате вследствие удлинения и закручивания болта по поверхности контакта "болт—пакет" происходит проскальзывание. Стяжка пакета обеспечивается, если это явление распространяется по всей толщине пакета и между головкой болта и пакетом возникает контактная сила Q_2. Разница сил Q_2 и Q_1 в основном зависит от толщины пакета, радиального натяга и силы трения между болтом и стенкой пакета. Отношение Q_2/Q_1 назовем коэффициентом $K_{ст}$ стяжки пакета.

В данной статье приведены результаты экспериментального исследования стяжки пакета болтовых соединений с радиальным натягом в зависимости от натяга, толщины пакета, материала сопрягаемых пар "болт—пакет" и способа постановки болтов в пакет.

Исследование провели на одноточечных образцах болтовых соединений толщиной 1,25d (однослойный пакет), 2,5d (одно-, двух- и трехслойный пакеты) и 5d (двух- и трехслойный пакеты), где d — номинальный диаметр стержня болта.

В образцы шириной 50 мм из алюминиевого сплава Д16Т устанавливали с относительными натягами ψ = 0,4 и 1,2 % болты М8 из стали 30ХГСА с кадмиевым покрытием толщиной 3 мкм с последующим хроматированием и из титанового сплава ВТ16 с анодно-окисным твердым покрытием. Выбранные натяги характерны для конструкции планера самолета при постановке стандартных болтов в отверстия с полем допуска $H9$. Для уменьшения отклонения фактического натяга от номинального провели селективный подбор пар "болт — отверстие", вследствие чего фактические относительные натяги при номинальном относительном натяге ψ = 0,4 % изменялись от 0,35 до 0,45 %, а при номинальном относительном натяге ψ = 1,2 % — от 1,05 до 1,35 %.

Болты устанавливали методами запрессовки и втягивания с помощью разрывной машины Р-50. Перед постановкой болты смазывали петролатумом ПП 95/5 (ГОСТ 4113—80) дважды: предварительно — окунанием в расплав с последующей сушкой при температуре 130÷150 °С в течение 1 ч и непосредственно перед сборкой — нанесением на заходную часть, которая обеспечивает беззадирную постановку болтов.

В процессе затяжки с помощью специально сконструированных тензометрических втулок (рис. 1) контролировали усилия под гайкой и под головкой болта. Верхняя и нижняя тензометрические втулки одинаковой конструкции устанавливаются симметрично относительно пакета *2*. Болт *1* установлен в пакет *2* до касания головкой дна верхней внутренней втулки *3*, контактирующей буртиком с верхним торцом верхней наружной втулки *4*, на цилиндрическую поверхность

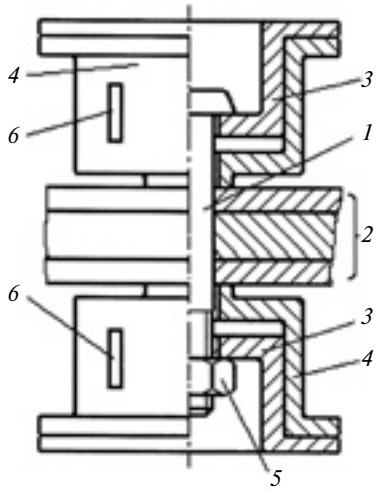


Рис. 1. Приспособление для измерения усилий под гайкой и головкой болта

которой наклеены тензорезисторы *6*. Другие торцы втулок *4* контактируют с поверхностью пакета *2*, причем площадь контакта пары "втулка *4* — пакет *2*" равна площади опорной поверхности головки болта. После постановки болта и разгрузки к гайке *5* прикладывали момент затяжки, контролируемый по показаниям тензорезисторов *6*, расположенных со стороны гайки. Это обеспечило практически одинаковые усилия под гайкой во всех образцах: $Q_1 = 24 \pm 0{,}7$ кН.

В каждой группе соединений (одинаковые: номинальный натяг, материал болта, тип соединения, толщина пакета) было испытано от 7 до 10 образцов при постановке болта методом запрессовки и методом втягивания. Результаты испытаний представлены на рис. 2 в виде зависимостей осредненных значений коэффициента $K_{ст}$ стяжки от относительной толщины пакета $\eta = h/d$ для натягов ψ = 0,4 % (рис. 2, *а*) и 1,2 % (рис. 2, *б*) для соединений со стальными *1* и титановыми *2* болтами. На рис. 2 показаны также кривые *3*, *4*, полученные по результатам теоретического решения, приведенные в работах, [6] (см. рис. 2, *а*) и [7] (см. рис. 2, *б*) с теми же характе-

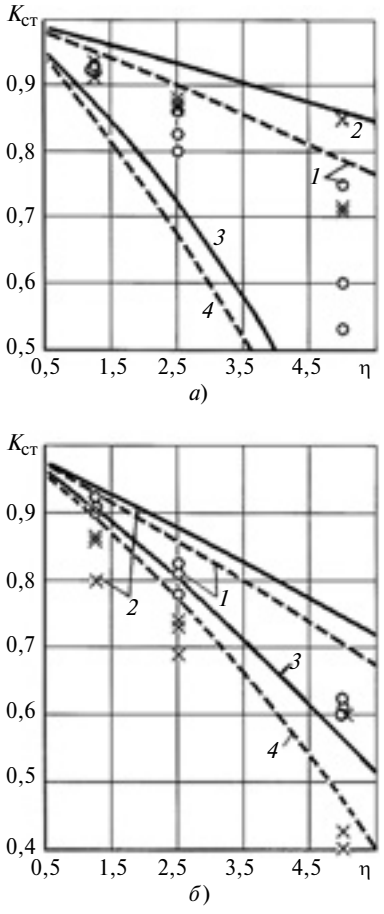


Рис. 2. Экспериментальные (точки) и теоретические (кривые) зависимости коэффициента $K_{ст}$ стяжки от относительной толщины η пакета при номинальных натягах 0,4 (*а*) и 1,2 % (*б*) для стальных (*1*, *4*) и титановых (*2*, *3*) болтов

ристиками соединений, что и у экспериментальных образцов: для стали 30ХГСА (кривые *3*) — модуль упругости E = 200 ГПа, коэффициент Пуассона μ = 0,24; для титанового сплава ВТ16 (кривые *4*) — E = 112 ГПа, μ = 0,32; для алюминиевого сплава Д16Т — E = 72 ГПа, μ = 0,34; осевое напряжение в стержне болта под гайкой σ = 480 МПа. Поскольку коэффициент $K_{ст}$ стяжки пакета существенно зависит от коэффициентов трения в резьбе и по контактной поверхности отверстия, то при расчетах использовали их максимальные и минимальные значения.

Вследствие значительного разброса (до 30 % от среднего значения) экспериментальных значений усилий под головкой болта не удалось установить каких-либо закономерностей. Практически не оказывает влияния на стяжку пакета и способ постановки болта в пакет.

С целью изучения влияния поперечной циклической нагрузки на стяжку пакета проведены испытания таких же образцов при их циклическом асимметричном (R = 0,1) растяжении.

Несколько образцов из первой партии предварительно были испытаны при максимальных напряжениях 30, 65, 100 и 122 МПа в неослабленном сечении. Испытания показали, что максимальные напряжения влияют только на скорость изменения сил Q_1 и Q_2 в пределах первых 10 циклов, а после 100 циклов силы Q_1 и Q_2 практически не изменялись. Поэтому все дальнейшие испытания проводили при напряжениях 122 МПа в течение 300 циклов.

Из-за изменения условий трения на контактирующих поверхностях происходят перераспределение касательных напряжений и, как следствие, снижение силы Q_1 под гайкой и увеличение силы Q_2 под головкой болта, что приводит к увеличению коэффициента стяжки. Способ постановки болта в образец и материал болта практически не оказывают влияния на характер изменения сил при циклическом нагружении.

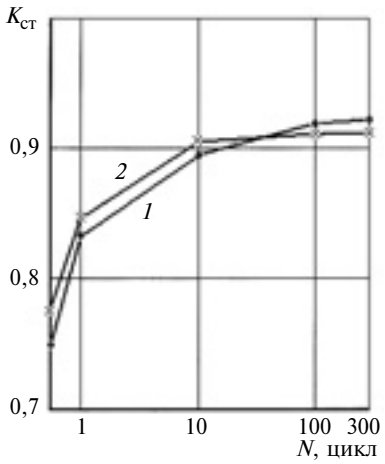


Рис. 3. Зависимости изменения коэффициента $K_{ст}$ стяжки пакета от числа N циклов при установке болтов методами заталкивания (*1*) и втягивания (*2*)

На рис. 3 приведены характерные зависимости коэффициента стяжки от числа циклов нагружения (двухсрезные образцы: относительная толщина η = 2,5; болт из стали 30ХГСА, установленный с натягом ψ = 1,2 % методом заталкивания — 3 образца, втягивания — 4 образца). Все образцы второй партии испытаны при максимальном напряжении 122 МПа в пределах 100 циклов. У некоторых образцов второй партии (η = 2,5 и η = 5) изменение усилий было зафиксировано только после первого цикла.

С целью выравнивания усилий под головкой болта использовали метод, основанный на пластическом деформировании контактирующих поверхностей [8, 9] приложением ударной нагрузки к головке болта (допрессовка) с последующей подтяжкой (доворотом гайки) до требуемого усилия под гайкой Q_1 = 24 кН. При каждой толщине пакета и каждом методе постановки (втягивание или заталкивание) болтов испытывали по 18 образцов (всего 216).

Нагрузку прикладывали к головке болта с помощью пневмомолотка КПМ-32М с энергией единичного удара 10 Дж в течение 1÷2 с. С противоположной стороны пакета устанавливали опорную втулку. Допрессовку и подтяжку повторяли до достижения усилия Q_1 = 24 ± 0,7 кН либо до прекращения доворота гайки приложением заданного крутящего момента.

На рис. 4 приведены результаты изменения усилий в болте М8 из сплава ВТ16 под гайкой (Q_1) и под головкой болта (Q_2) в зависимости от числа N циклов нагружения ударной нагрузкой и подтяжкой. Болт был установлен в образец, моделирующий трехслойный пакет толщиной 5d, с натягом ψ = 1,2 %. Усилия непо-

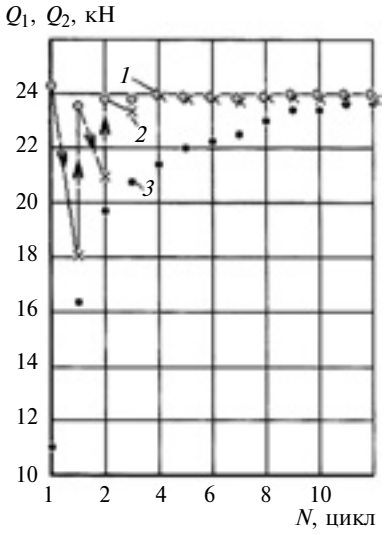


Рис. 4. Изменения усилий под головкой болта (Q_2) и под гайкой (Q_1) в зависимости от числа N циклов нагружения "ударная нагрузка — подтяжка": *1, 2* — усилие Q_1 соответственно после подтяжки и допрессовки; *3* — усилие Q_2

средственно после постановки болта и затяжки соединения соответствуют $N = 0$.

При приложении ударной нагрузки к головке болта усилие под гайкой снижается (это особенно заметно при первых циклах), а затем вследствие подтяжки увеличивается практически до исходного значения (см. рис. 4, стрелки). Усилие Q_2 под головкой до и после подтяжки практически одинаково, а после девятого цикла остается постоянным. После пятого цикла разница между Q_1 и Q_2 не превышает 2 кН ($K_{ст} > 0{,}9$). Усилие Q_1 практически не изменяется уже после третьего цикла.

Изменение усилия под головкой болта обусловлено изменением кинематики проскальзывания на контактных поверхностях и характером фрикционного взаимодействия этих поверхностей. Вследствие высокой частоты нагружения знакопеременная сдвиговая деформация, локализованная в малом объеме, приводит к быстрому разрушению фрикционных связей, в результате чего возникает своеобразный эффект граничного трения [10], при котором средой является разделительный слой. На уменьшение усилия под гайкой влияет не только перераспределение сил трения, но и деформация контактных поверхностей под головкой болта.

По результатам испытаний было установлено, что в тонких пакетах ($\eta = 1{,}25$) для достижения условия $K_{ст} > 0{,}9$ достаточно одного цикла, а в очень толстых пакетах ($\eta = 5$) это условие достигается после пяти циклов.

На рис. 5 приведены сводные результаты испытаний всех типов образцов соединений в виде зависимости коэффициента $K_{ст}$ стяжки от толщины η пакета для натягов $\psi = 0{,}4$ % (рис. 5, *а*) и 1,2 % (рис. 5, *б*). Точками нанесены средние значения $K_{ст}$, вертикальными линиями показаны доверительные интервалы: $K_{ст}$ со стандартным отклонением 2σ. Области *А* — возможные значения $K_{ст}$ непосредственно после постановки и затяжки, а области *Б* — после пяти циклов нагружения "ударная нагрузка — подтяжка".

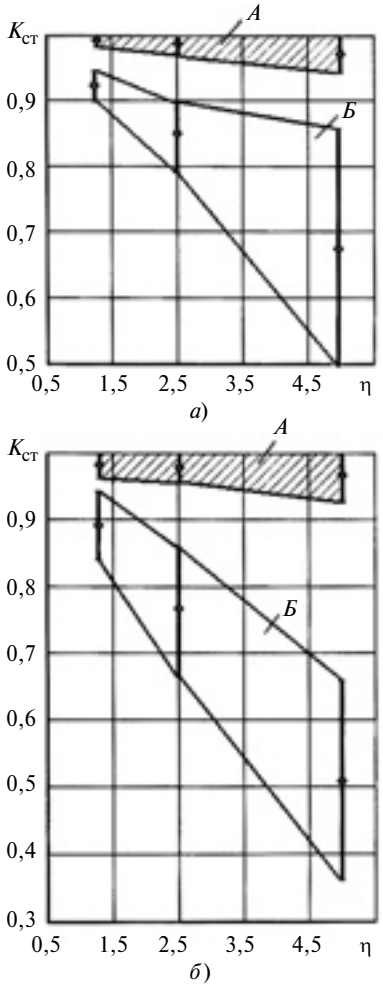


Рис. 5. Влияние пяти циклов нагружения "ударная нагрузка — подтяжка" на коэффициент $K_{ст}$ стяжки в зависимости от толщины η пакета при натягах $\psi = 0{,}4$ (*а*) и 1,2 % (*б*)

Исследование болта показало что, подпрессовка существенно снижает разброс усилий под гайкой и головкой (см. рис. 5). Способ динамического воздействия на соединение с радиальным натягом с последующей подтяжкой гайки обеспечивает стяжку пакета с коэффициентом $K_{ст} = 0{,}91 \div 1{,}0$. Причем материал болта, натяг и метод постановки болтов практически не влияют на окончательную стяжку пакета.

Для болтовых соединений с радиальным натягом важно, чтобы проскальзывание распространялось на всю толщину пакета, т. е. $K_{ст} > 0$. Поэтому для гарантированной стяжки толстых пакетов ($\eta > 4$) необходим как минимум один цикл "ударная нагрузка — подтяжка".

Для оценки влияний технологической допрессовки на долговечность соединений с радиальным натягом проводили циклические испытания двухточечных образцов односрезных и двухсрезных соединений из сплава Д16Т. Болты М8 из титанового сплава ВТ16 с натягом $\psi = 1{,}2$ % были установлены и затянуты моментом 8 Н · м. Испытания проводили на испытательной машине ГУСТ-2 при асимметричном растяжении ($R = 0{,}1$) при трех максимальных напряжениях в неослабленном сечении: 120, 150 и 170 МПа. При каждом напряжении испытывали по 5 образцов каждого типа. Допрессовку проводили пятью циклами "ударная нагрузка — подтяжка". Для сравнения испытывали образцы таких же соединений, но без тех-

Осредненные значения числа циклов до разрушения образцов

Максимальное напряжение, МПа	После допрессовки для образцов		Без допрессовки для образцов	
	двухсрезных	односрезных	двухсрезных	односрезных
120	390 000	110 000	61 000	23 000
150	72 000	36 000	13 000	9000
170	25 000	17 000	5500	4800

нологической допрессовки. Выбор натяга $\psi = 1{,}2$ % обусловлен тем, что он обеспечивает меньший коэффициент стяжки непосредственно после постановки и затяжки. Осредненные результаты испытаний представлены в таблице.

Из-за недостаточного числа испытуемых образцов не удалось установить однозначного соответствия между двумя группами образцов в зависимости от способа постановки, натяга и материала болтов. Судя по средним данным для всех образцов в целом, пять циклов "ударная нагрузка — подтяжка" повышают долговечность в 3÷6 раз.

Таким образом, установлено, что обеспечение одинаковых усилий под гайкой и головкой болта в затянутом болтовом соединении с радиальным натягом — реальный способ увеличения долговечности соединений. В "тонких" пакетах ($\eta < 1{,}5$) выравнивание усилий происходит вследствие рабочих циклических нагрузок, при этом стяжка пакета снижается незначительно. В "толстых" пакетах ($\eta > 3$) вследствие действия рабочих циклических нагрузок стяжка пакета снижается существенно. В этом случае предварительная технологическая подпрессовка болтов в пределах 4÷6 циклов "ударная нагрузка — подтяжка" обеспечивает достаточную стяжку пакета и незначительную разницу усилий под гайкой и головкой болта, что в конечном итоге приводит к повышению долговечности соединения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов / А. И. Ярковец, О. С. Сироткин, В. А. Фирсов, Н. М. Киселев. М.: Машиностроение, 1987. 192 с.

2. **Якушев А. И., Мусатов Р. Х., Мавлютов Р. Р.** Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1979. 213 с.

3. **Клименко В. Н.** Эффективность применения осевого и радиального натягов для повышения выносливости полосы с отверстием из сплава ВТ6 // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. М.: ЦАГИ, 1974. Вып. 1. С. 20—22.

4. **Исследование** выносливости потайных болтовых стыков с натягом // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребенников, В. Н. Желдонченко и др. М.: ЦАГИ, 1974. Вып. 1. С. 44—46.

5. **Полищук В. М., Онищук В. И., Дувидзон И. А.** Влияние основных условий сопряжения болта с отверстием на долговечность болтовых соединений // Авиационная промышленность. 1989. № 2. С. 12—14.

6. **Дунаев В. В., Ушаков Б. Н., Ширшов А. А.** Расчет усилия постановки болтов с радиальным натягом при заталкивании и затягивании // Расчеты на прочность. М.: Машиностроение, 1980. Вып. 21. С. 29—39.

7. **Дунаев В. В., Ушаков Б. Н., Ширшов А. А.** Определение усилия посадки болтов при упругопластических натягах // Расчеты на прочность. М.: Машиностроение, 1983. Вып. 23. С. 185—193.

8. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

9. **Березашвили Г. В., Гудушаури Э. Г., Пановко Г. Я.** Напрессовка деталей в условиях дополнительной вибрации // Вестник машиностроения. 1986. № 2. С. 51—53.

10. **Гаврилова Т. М.** Контактное трение в зоне деформации при ультразвуковом пластическом деформировании // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 36—40.

Оптимизация разгрузки сырой нефти в холодных условиях

Известно, что перевозимая в железнодорожных вагонах сырая нефть может оказаться слишком густой для разгрузки. Для решения данной проблемы компания Neste Jacobs разработала разгрузочное устройство Ecoarm, которое можно дополнить технологиями верхней, нижней разгрузки или верхнего нагрева в соответствии с требованиями клиента.

Как правило, нефть, перевозимая по железной дороге, разгружается через клапаны, расположенные под цистерной. Для выполнения этой задачи используется базовая разгрузочная консоль со встроенной системой обогрева. Если нижняя разгрузка невозможна, вагон следует разгружать через люк на верхней части цистерны. Однако нагрев цистерны снаружи, например горячим паром, в зимних условиях малоэффективен и требует много времени. Преимущество системы Ecoarm заключается в том, что она нагревает нефть через верхний люк и нагрев осуществляется изнутри, так как система состоит из насадки насоса, снабженной нагревательной спиралью, с двумя выдвижными форсунками с обеих сторон для нагретой нефти.

Насадка насоса нагревается и прижимается к загустевшей нефти. Нефть, находящаяся рядом с насадкой, начинает разжижаться и закачиваться в расположенный снаружи теплообменник, из которого затем попадает обратно в форсунки. Форсунки постепенно перемещаются в стороны и вверх. Таким образом, вся нефть нагревается и ее можно разгружать.

Оборудование работает от гидравлического насоса и управляется дистанционно, при этом имеется система сбора вредных газов, что делает эксплуатацию безопасной.

УДК 621.9

С. В. СЕРГЕЕВ, Р. Г. ЗАКИРОВ, Ю. С. СЕРГЕЕВ (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: sergeev-sv@list.ru

Разработка роторных инерционных виброприводов станков для измельчения волокнистых материалов[1]

Обоснована эффективность применения роторных инерционных виброприводов в станках для измельчения волокнистых материалов.

Ключевые слова: роторный инерционный вибропривод, измельчение, волокнистый материал, вибрационный измельчитель.

The application effectiveness of rotary inertial vibro-drives in the machine-tools for shredding of fibrous materials has been founded.

Keywords: rotary inertial vibro-drive, shredding, fibrous material, vibratory shredder.

Станки для получения измельчением компонентов материалов разной фракционности применяются в различных отраслях промышленности. В частности, размеры и форма частиц измельченных компонентов имеют большое значение при переработке волокнистых материалов (ВМ), так как от этого в первую очередь зависит качество выпускаемых изделий. Например, определенные требования к размерам и форме частиц измельченных компонентов предъявляются при производстве: материалов типа ferrodo, используемых для изготовления тормозных колодок, дисков сцепления и т. п.; биотоплива, получаемого из растений, при производстве которого для лучшего анаэробного сбраживания размер компонентов необходимо выдерживать в пределах 400 мкм.

Методика проведения исследований. Значительно интенсифицировать процесс измельчения [1] при одновременном повышении качества получаемого продукта регулированием и стабилизацией его гранулометрического состава позволяет вибрационное воздействие на рабочий орган станка — вращающиеся ножи [2]. Заданные размеры измельченных частиц в данном случае обеспечиваются регулированием параметров вынужденных колебаний рабочего органа, для чего на станке устанавливают регулируемый роторный вибропривод (рис. 1).

Особенность резания волокнистых материалов связана с различием их прочностных свойств в продольном и поперечном сечениях, вследствие чего при резании их в направлении волокон требуются значительно меньшие усилия, чем при резании поперек волокон. При измельчении ВМ обычно превалирует поперечное резание волокон. Учет данной особенности позволит не только повысить технологичность процесса, но и улучшить качество получаемого продукта. С этой целью в вибростанках для измельчения необходимо использовать высокоскоростное скользящее резание, причем для снижения усилия поперечного перерезания пучка *1* волокон со скоростью v_1 (рис. 1, *а*, *б*), следует дополнительно обеспечить скольжение режущей кромки вращающегося ножа *2* в ее продольном направлении со скоростью v_2. При этом поперечное резание происходит по так называемой круговой синусоиде *3* в объеме $\varnothing B \times H$ со скольжением с суммарной скоростью v_Σ, обусловленной векторным суммированием двух движений: вращательного — ротора *3* с ножами *2* с угловой частотой $\omega_{вр}$ вращения и кругового поступательного его центра с частотой ω и амплитудой ρ.

На рис. 1, *а* показаны три (I, II, III) характерных положения ножа. Существующие конструкции виброприводов хотя и позволяют задавать форму траектории, законы изменения скорости и ускорения рабочего органа вибростанка, но не обеспечивают требуемое сложное высокоскоростное движение режущей кромки ножа со скольжением. В настоящее время из-за простоты конструкций, низкой стоимости и возможности достижения весьма высокого значения отношения амплитуды вынуждающей силы к массе вибропривода (более 1 кН/кг) в приводах вибрационных машин преобладают центробежные дисбалансные и планетарные виброприводы. Однако таким виброприводам присущи значительные недостатки: трудность и зависимость регулирования частоты и амплитуды вынуждающей силы; сравнительно продолжительный переходный процесс при выбеге.

Новые возможности для повышения регулируемости параметров колебаний рабочего орга-

[1] Работа выполнялась в рамках приоритетных направлений научно-исследовательской работы высшей школы, разработанных Министерством образования и науки РФ по темам: "Технология переработки промышленных и бытовых отходов" и "Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров в области станкостроения", при финансовой поддержке ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2011—2013 гг. (госконтракт № 14.740.11.1123) и РФФИ (проект № 10-08-96040-р_урал_а) на 2010—2012 гг.

на (ножей) вибрационных станков для измельчения открывает принципиально новый способ возбуждения колебаний [3], реализованный в роторном инерционном виброприводе (рис. 1, *в*). В этом случае, ротор *3*, состоящий из стержня и тарелки диаметром *D*, закрепленной на его конце, прижат торцевой поверхностью тарелки к неподвижному контртелу *4* осевой тарированной силой $P_{ос} > 0$ и вращается с постоянной угловой частотой $\omega_{вр}$ вращения. В результате между ротором *3* и контртелом *4* возникает момент $M_{тр}$ трения и происходит смещение центра тяжести (ЦТ) ротора в плоскости контакта с контртелом от оси *z* симметрии (рис. 1, *г*) на величину ρ с последующим (при установившемся режиме) планетарным вращением тарелки ротора *3* по поверхности сопряженного с ним контртела *4*. При этом кинематически неуравновешенный ротор совершает круговые радиальные колебания вокруг оси *z* и создает вынуждающую центробежную силу *F* (см. рис. 1, *г*), которая вызывает возбуждение всей колебательной системы.

Самовозбуждение радиальных колебаний вращающихся роторов связано с отсутствием у последних собственной устойчивости при действии диссипативных сил трения [3]. Это явление применительно к вращающемуся в кожухе ротору при наличии вязкого трения в аэродинамической среде впервые исследовал П. Л. Капица [4]. Неустановившаяся нестационарная часть траектории движения ротора, представляющая собой экспоненциально разворачивающую спираль (рис. 1, *д*) теоретически и экспериментально исследована в работе [5]. Рассмотрен также вопрос об установившемся колебательном движении. Конечным результатом отсутствия собственной устойчивости вращающегося ротора являются возникновение неголономной связи ротора с контртелом и мягкое возбуждение круговых колебаний, частота и амплитуда которых определяются наличием неголономной связи при отсутствии проскальзывания между ротором и контртелом.

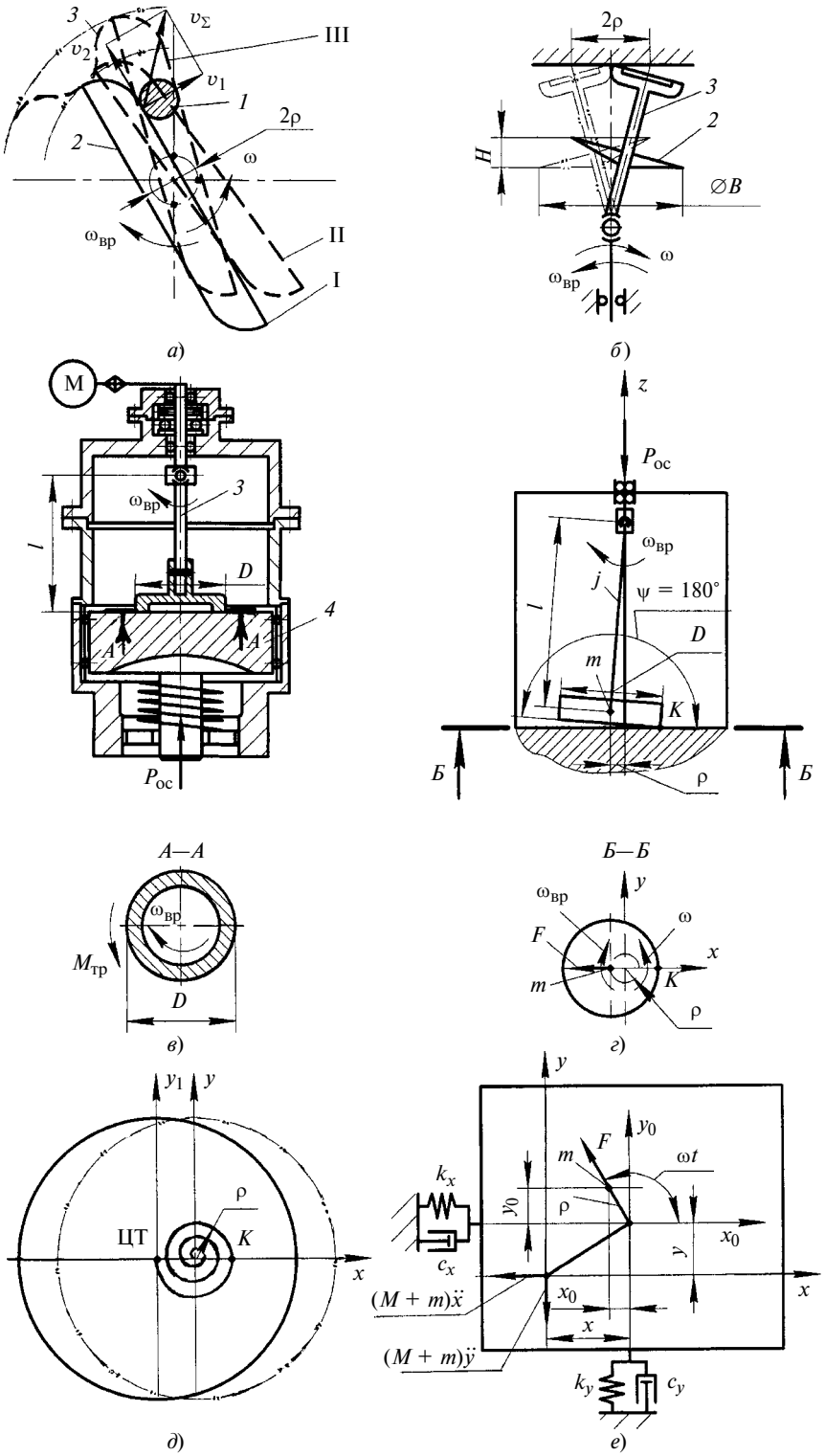


Рис. 1. Роторный инерционный вибропривод станка для измельчения материалов: *а* — схема поперечного перерезания материала со скольжением; *б* — схема увеличения объема измельчения; *в* — положение ротора при пуске (ножи условно не показаны); *г* — положение ротора в установившемся режиме; *д* — траектория движения ЦТ ротора при выбеге; *е* — схема взаимодействия вибропривода с измельчаемым материалом

В установившемся режиме колебаний математическую модель динамики роторного инерционного вибропривода, связанного с неподвижным основанием симметричной системой упруговязких элементов измельчаемого материала с жесткостями k_x, k_y и демпферами c_x, c_y (рис. 1, *е*), представляет система дифференциальных уравнений [5]

$$\begin{cases} (M+m)\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = \\ \quad = F\cos\omega t; \\ (M+m)\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = \\ \quad = F\sin\omega t \end{cases} \qquad (1)$$

с условиями периодичности:

$$\begin{cases} \dot{x}(t+T) = \dot{x}(t); \\ \dot{y}(t+T) = \dot{y}(t), \end{cases}$$

где M — масса рабочего органа вибропривода; m — приведенная масса ротора; $F = j\rho + P_{\text{ос}}D/(2l)$ — вынуждающая сила, создаваемая ротором; ρ, ω — соответственно, амплитуда и частота круговых колебаний ротора в установившемся режиме колебаний; j — изгибная жесткость стержня ротора; D — диаметр тарелки ротора в зоне сопряжения с контртелом; l — вылет ротора; T — период колебаний.

При этом принято допущение, что в установившемся режиме колебаний ротор катится по контртелу без скольжения в точке касания K (мгновенный центр скоростей) по окружности диаметром $(D - 2\rho)$.

Периодическое решение системы уравнений (1) без учета влияния системы упруговязких элементов имеет вид:

$$\begin{cases} x = A\sin\omega t; \\ y = A\cos\omega t, \end{cases}$$

где $A = \dfrac{m}{M+m}\rho$ — амплитуда вынужденных колебаний рабочего органа.

Главная отличительная особенность роторного инерционного вибропривода от центробежных виброприводов — возможность регулирования колебаний ротора изменением амплитуды ρ, которая при пуске системы равна нулю, а в установившемся режиме колебаний имеет постоянное значение, независящее от параметров упруговязких элементов. Амплитуду можно определить по выражению

$$\rho = \frac{\omega_{\text{вр}} D}{2\omega}, \qquad (2)$$

где

$$\omega = \frac{P_{\text{ос}}}{2lm\omega_{\text{вр}}}\sqrt{\frac{P_{\text{ос}}^2}{4l^2m^2\omega_{\text{вр}}^2} + \frac{j}{m}}. \qquad (3)$$

При этом обеспечивается возможность изменения и частоты ω колебаний системы согласно равенству (3).

Таким образом, в колебательных системах с роторным инерционным виброприводом параметры колебаний зависят как от геометрических, так и от динамических параметров ротора, что расширяет возможности их регулирования. Например, анализируя полученные зависимости для определения частоты (3) и амплитуды (2), можно выявить следующие закономерности:

амплитуда ρ колебаний ротора, которая при пуске системы равна нулю, в установившемся режиме колебаний имеет постоянное значение, независящее от параметров упруговязких элементов;

увеличение угловой частоты $\omega_{\text{вр}}$ вращения ротора приводит к уменьшению частоты ω и увеличению амплитуды ρ его колебаний, а уменьшение $\omega_{\text{вр}}$ — к увеличению частоты и уменьшению амплитуды колебаний ротора;

частота ω колебаний ротора будет превышать угловую частоту $\omega_{\text{вр}}$ его вращения на величину $D/(2\rho)$, т. е. в десятки и даже в сотни раз, что обеспечит высокоскоростной режим работы вибропривода.

Для обеспечения возможности регулирования траектории движения рабочего органа в роторном инерционном виброприводе предлагается ротор *1* сопрягать торцевой поверхностью с контртелом *2*, имеющим треугольный профиль (рис. 2, *а*). Осуществляя вращение ротора *1* с частотой $\omega_{\text{вр}}$ от привода М вращения через приводной вал *3* с подшипниками *4* и жесткую муфту либо упругий элемент *5* качания, получают поперечные колебания кинематически неуравновешенного центра тяжести ротора, близкие к прямолинейным. Этот вибропривод отличается от рассмотренных выше не только формой контртела, но и принципом возбуждения колебаний сосредоточенной массы m ротора.

Для возбуждения колебаний ротор *1* поджимают в осевом направлении торцевой поверхностью с требуемым осевым тарированным усилием $P_{\text{ос}}$ к контртелу *2* с треугольным профилем. В результате происходит смещение продольной оси ротора (в плоскости контакта с контртелом) от оси поворотной симметрии с последующим (при установившемся режиме) качением ротора по поверхности сопряженного с ним контртела по незамкнутой траектории, имеющей поворотную симметрию относительно оси симметрии траектории. В ходе установившегося режима колебаний ротор по периферийной окружности торцевой поверхности будет касаться контртела только в двух точках — K_1 и K_2 (рис. 2, *б*). При максимальном смещении ротора массой m на амплитуду A в установившемся режиме колебательной системы и за мгновение до соприкосновения ротора с

контртелом в точке K_2 текущий угол $\theta/2$ между направлением центробежной силы F_I и осью x достигнет наибольшего амплитудного значения и отклонение центра ротора достигнет также наибольшей амплитуды A, соответствующей завершению траектории I движения в первый полупериод колебаний. Затем, когда тело вращения соприкоснется с контртелом в точке K_2, ось вращения ротора мгновенно перейдет из положения K_1B в положение K_2B и касание в точке K_1 исчезнет. Произойдут плавные переходы соприкосновений тарелки ротора с контртелом: из точки K_1 по прямой K_1K_2 в точку K_2. Центр тяжести тарелки ротора начнет движение по траектории II во втором полупериоде колебаний, а центробежная сила резко изменит направление с F_I на F_{II}. При дальнейшем вращении ротора вокруг оси K_2B точка соприкосновений тарелки ротора с контртелом переместится в точку K_1 на торцевой поверхности ротора и полный цикл колебаний тарелки ротора завершится. Нормальное ускорение ротор получает при перемещении по радиусу r вокруг оси K_1B в первом полупериоде колебаний (I) и вокруг оси K_2B во втором полупериоде (II).

Если положения контактных точек K_1 и K_2 на контртеле не изменяются при установившемся режиме колебаний, то ротор контактирует с контртелом по периферийной окружности торцевой поверхности каждый раз в разных точках (рис. 2, *в*), что вызвано неравенством отрезка K_1K_2 и диаметра D тарелки ротора в зоне его сопряжения с контртелом: $K_1K_2 < D$. Действительно, при смещении ротора на амплитуду A отрезок A_1A_2 будет меньше диаметра D торцевой поверхности ротора в зоне сопряжения с контртелом и при вращении ротора вокруг оси K_2B во втором полупериоде колебаний следующий контакт ротора с контртелом произойдет в точке A_1'. Затем при вращении ротора вокруг оси K_1B следующий контакт ротора с контртелом произойдет в точке A_2' на торцевой поверхности ротора. Так будет происходить в каждом полном цикле колебаний ротора. Угол θ смещения контактных точек будет постоянным. При этом ротор по поверхности сопряженного с ним контртела будет катиться по незамкнутой траектории, имеющей поворотную симметрию относительно оси симметрии траектории.

В установившемся режиме на колебательную систему также действуют осевая тарированная сила $P_{ос}$ прижима ротора *1* к контртелу *2*, сила $j\rho'$ упругости ротора,

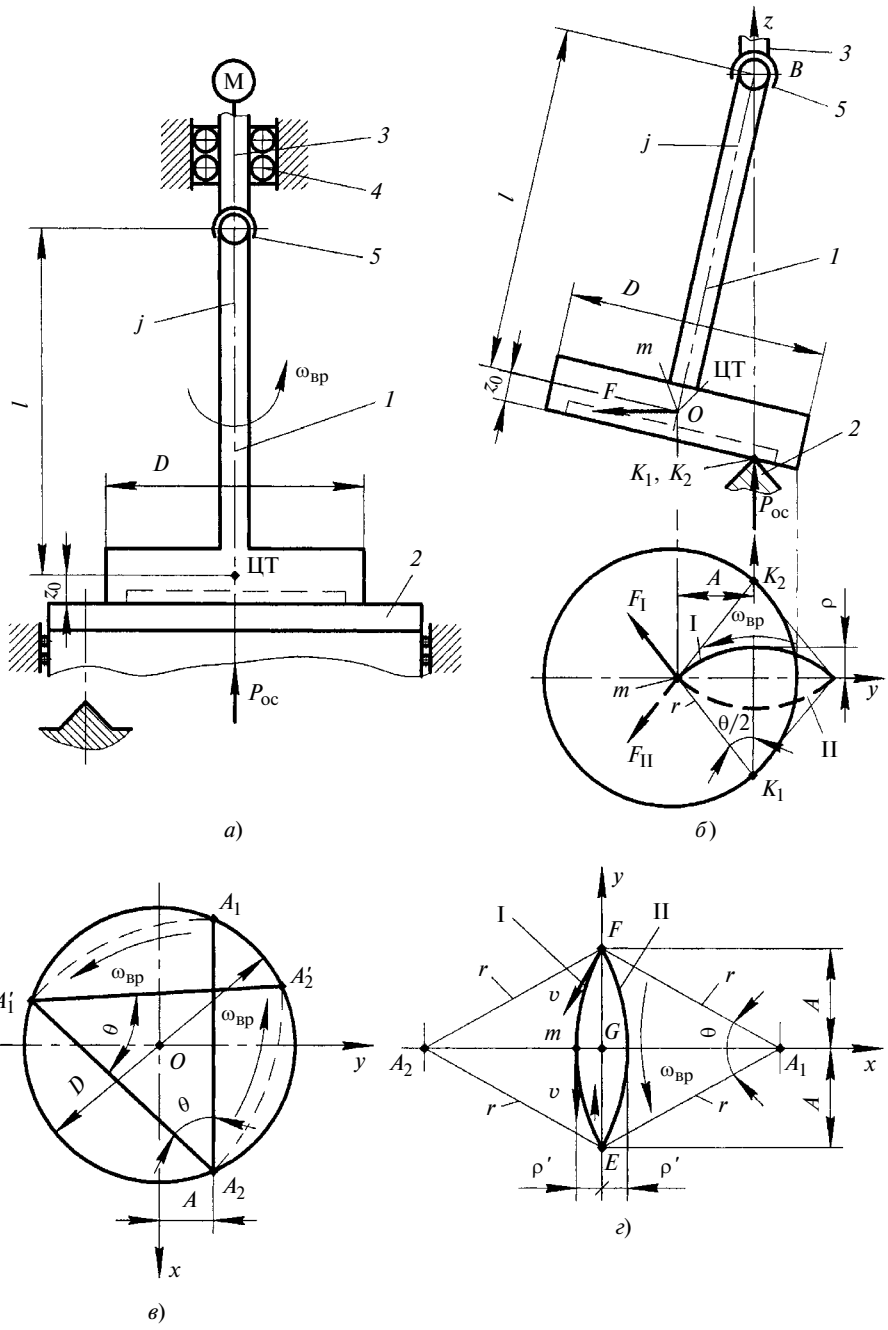


Рис. 2. Роторный инерционный вибропривод с неплоским контртелом:
а, *б* — положения при пуске и при максимальном смещении ротора; *в*, *г* — расчетные схемы для определения соответственно частоты и амплитуды колебаний

где ρ' — минимальное смещение ротора (по оси x, рис. 2, *г*), обусловленное действием центробежной вынуждающей силы, и центробежная вынуждающая сила, зависящая от параметров круговых колебаний ротора вокруг оси K_1B: $F = mr\omega_{вр}^2$ (здесь $r = \dfrac{D(1 - z_0)}{\sqrt{4l^2 + D^2}}$, r — радиус вращения центра тяжести ротора).

Минимальное смещение ρ' ротора и амплитуда A колебаний его ЦТ связаны зависимостью:

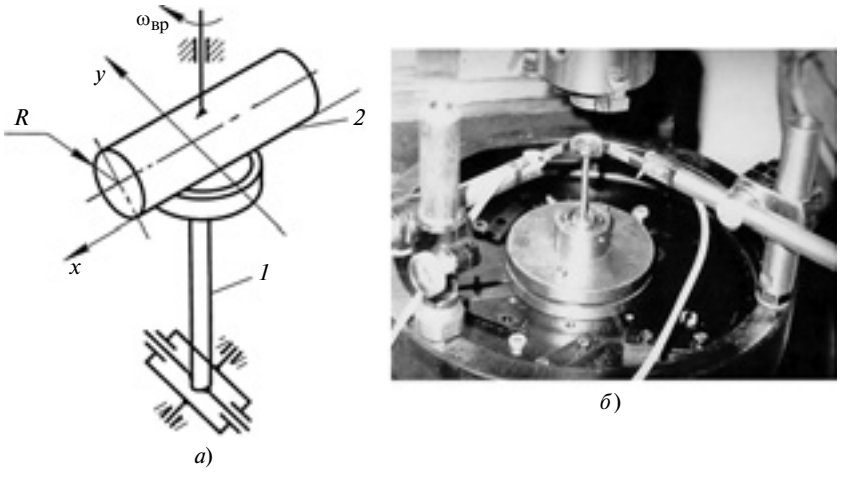
$$r^2 = A^2 + (r - \rho')^2. \qquad (10)$$

Амплитуда A будет больше минимального смещения ρ' ротора вследствие уменьшения расстояния между направлением действия осевой тарированной силы $P_{ос}$ прижима ротора к контртелу и осью симметрии z, а следовательно, и уменьшения возвращающего момента от силы $P_{ос}$. Различие значений A и ρ' в свою очередь вызывает увеличение частоты ω колебаний ротора относительно угловой частоты $\omega_{вр}$ вращения.

Вследствие малости дуги I (см. рис. 2, *г*) ее хорда EF может быть приближенно принята равной длине дуги [6]. При этом для углов менее 15° ошибка составит 0,1 %, чем вполне можно пренебречь. В этом случае и траекторию движения центра ротора можно считать прямолинейной. Тогда, приняв, что координата z_0 центра тяжести и радиус $D/2$ ротора в зоне сопряжения с контртелом намного меньше вылета l тела вращения ($z_0 \ll l$, $D \ll 2l$), получим следующие выражения:

для амплитуды колебаний

$$A = D\sqrt{\left(\frac{m\omega_{вр}^2 l - P_{ос}}{2jl}\right)\left(1 - \frac{m\omega_{вр}^2 l - P_{ос}}{2jl}\right)};$$



а) *б*)

Рис. 3. Схема (*а*) и общий вид (*б*) экспериментальной установки:
1 — ротор; *2* — контртело

для частоты колебаний

$$\omega = \frac{\pi D\omega_{вр}}{4A}.$$

Форма траектории получаемых колебаний (см. рис. 2, *г*) обеспечивает скользящее движение рабочего органа вибропривода и эффективна при измельчении волокнистых материалов.

Для проверки теоретически полученных зависимостей выполнен модельный эксперимент, суть которого заключалась в том, что были реализованы теоретически исследованные схемы взаимодействия вращающегося ротора с плоским и неплоским контртелами (рис. 3, *а*, *б*). Причем виброграммы и траектории I и II (см. рис. 2, *б*, *г*) колебаний ротора записывали при изменении радиуса кривизны поверхности контртела в виде цилиндра от $R = 40$ мм до ∞. В результате наглядно прослеживается (рис. 4, *а*—*г*) трансформирование траектории колебаний ротора от квазикруговой (при $R \to \infty$) до сильно вытянутой в одном направлении.

Также были определены экспериментальные значения частоты ω и амплитуды ρ колебаний при различных режимах настройки, которые сравнили с соответствующими теоретическими значениями $\omega_т$ и $\rho_т$ (рис. 4, *д*—*з*). Результаты экспериментальных исследований имеют высокую сходимость с теоретическими. В ходе исследований изменяли частоту и осевую силу $P_{ос}$ прижима. Установили, что частота вращения более значительно влияет на амплитуду колебаний (см. рис. 4, *д*, *е*), а осевая сила $P_{ос}$ — на частоту колебаний (см. рис. 4, *ж*, *з*). Увеличение частоты вращения контртела сопровождается увеличением частоты колебаний и уменьшением амплитуды колебаний.

В целом для различных режимов частот вращения роторов удалось на данной установке регулировать частоту колебаний от 0 до 1000 рад/с, а их амплитуду от 0 до 8 мм. Достижение больших значений ограничивалось возможностями приводов вращения.

Результаты исследований. Полученные колебания могут передаваться на рабочий орган вибрационной машины или в технологическую среду непосредственно с тела вращения или контртела. При этом при незначительных частотах вращения ротора можно стабильно получать частоты колебаний, в десятки и сотни раз превышающие частоты вращения. Кроме того, варьируя значительным числом исходных парамет-

ров можно регулировать частоты и амплитуды этих колебаний в широком диапазоне. Управлять параметрами колебаний можно путем изменения осевой тарированной силы прижима, массы, вылета, частоты вращения и диаметра ротора в зоне его сопряжения с контртелом, а также жесткости стержня ротора.

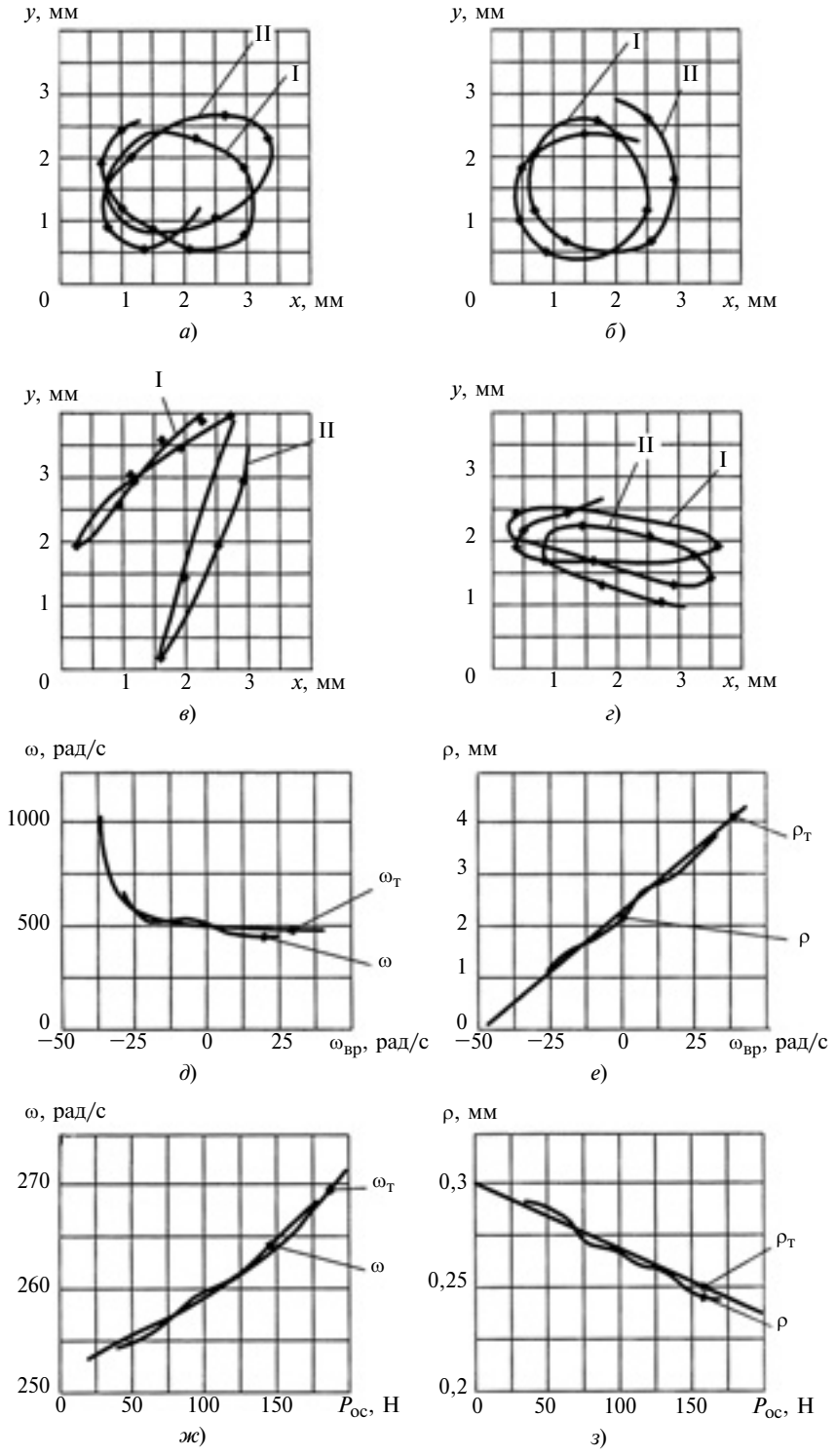


Рис. 4. Результаты экспериментальных исследований:
а, *б* — траектории перемещения ЦТ ротора, контактирующего с плоским контртелом при $R = 200$ мм и $R \to \infty$ соответственно; *в*, *г* — траектории перемещения ЦТ ротора, контактирующего с неплоским контртелом при $R = 40$ мм и $R = 100$ мм соответственно; *д*, *е* — зависимости ω и ρ от частоты вращения ротора; *ж*, *з* — зависимости ω и ρ от осевого усилия $P_{ос}$

От внедрения разработанных вибропривода в вибрационных станках для измельчения волокнистых материалов получен ощутимый экономический эффект. При замене измельчителей традиционных конструкций на станки с применением вибрации, в которых использованы предлагаемые вибропривода, существенно снизилась стоимость станков. На базе разработанного вибропривода спроектирован и успешно эксплуатируется вибрационный станок МКВ 0,1—0,3М для измельчения волокнистых материалов.

Разработанные вибропривода могут широко использоваться в вибрационных машинах, применяемых в строительной, транспортной, металлообрабатывающей, станкостроительной, горной и других отраслях промышленности, где используется вибрация.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блехман И. И.** Что может вибрация? О "вибрационной механике" и вибрационной технике. М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 208 с.

2. **Пат. 2213618 Рос. Федерация:** МПК[7] B 02 C 19/00. Способ и устройство измельчения материалов.

3. **А. с. 1664412 СССР:** МКИ[5] B 06 B 1/16. Способ возбуждения круговых колебаний и устройство для его осуществления.

4. **Капица П. Л.** Устойчивость и переход через критические обороты быстро вращающихся роторов при наличии трения // Журнал теоретической физики. 1939. Т. IX. Вып. 2. С. 16—25.

5. **Сергеев С. В., Решетников Б. А., Закиров Р. Г.** Вибрационные роторные приводы машин. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2007. 242 с.

6. **Элементарный** учебник физики: Учебное пособие / Под ред. Г. С. Ландсберга. В 3 т. 10-е изд., перераб. Т. 1. Механика. Теплота. Молекулярная физика. М.: Наука, 1985. С. 69, 70.

УДК 666.97.031.3

Д. В. ЛОБАНОВ, И. М. ЕФРЕМОВ, канд. техн. наук (Братский ГУ), e-mail: d_lobanov@mail.ru

Моделирование процесса виброперемешивания бетонных смесей в смесителе с вибратором сильфонного типа

Получены критериальные уравнения динамической вязкости и удельного сопротивления для бетонной смеси при ее перемешивании вибратором сильфонного типа.

Ключевые слова: цементобетонная смесь, роторно-вибрационный смеситель, сильфон, виброперемешивание, вязкость, удельное сопротивление.

The criterial equations of dynamic viscosity and resistivity for concrete mixture at its intermixing by the vibrator of bellows-sealed type have been obtained.

Keywords: cement-concrete mixture, rotary-vibratory mixer, bellows, vibratory intermixing, viscosity, resistivity.

Вибрационная обработка — один из наиболее эффективных способов повышения качества бетона [1—3]. Воздействие вибрации на цементобетонную смесь приводит ее в состояние тиксотропного разжижения [4], так как многократное соударение частиц смеси повышает ее способность к диффундированию сравнительно с отсутствием вибрации, когда смесь практически не разжижается, а соударение частиц происходит в несколько раз реже. Кроме того, при интенсивной вибрации смеси происходит активация цементного камня, которая повышает скорость твердения бетонной массы и прочность изделия, а также улучшает структуру бетона [2, 5, 6].

В процессе виброперемешивания жесткие бетонные смеси становятся более пластичными, вязкость цементного теста уменьшается, оно вновь становится клейким, что способствует лучшему обволакиванию зерен заполнителя. При этом устраняется вредное действие примесей глины в песке, которые препятствуют сцеплению цементного камня с заполнителем, снижая прочность бетона [2, 5]. Включения глины, попавшие в цементный камень, в условиях переменной влажности становятся концентраторами напряжений и способствуют преждевременному разрушению бетона. При интенсивном виброперемешивании смеси пленки глины механически удаляются с зерен заполнителя, а включения глины разрушаются, самопроизвольно диспергируясь в воде до коллоидных размеров, и равномерно распределяются в цементном тесте, пластифицируя его. Также ведут себя и пылевидные составляющие щебня и песка [2].

При виброперемешивании составляющие бетонной смеси равномерно распределяются по объему, смесь становится более однородной (показатель качества), коагуляционная структура коллоидного цементного клея разрушается, вода равномерно распределяется между зернами цемента, а цементное тесто — между зернами заполнителя. Все это способствует более хорошей укладываемости жестких бетонных смесей благодаря их пластификации и получению цементного камня с тонкокапиллярной поровой структурой [2].

Для получения высококачественной бетонной смеси в Братском государственном университете на кафедре "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" был разработан экспериментальный роторно-вибрационный смеситель (рис. 1), который содержит камеру смешивания и ротор с лопастями. В центре камеры установлен вибратор с механическим возбуждением колебаний от кривошипно-шатунного механизма. Вибратор (рис. 2) выполнен в виде сильфона и

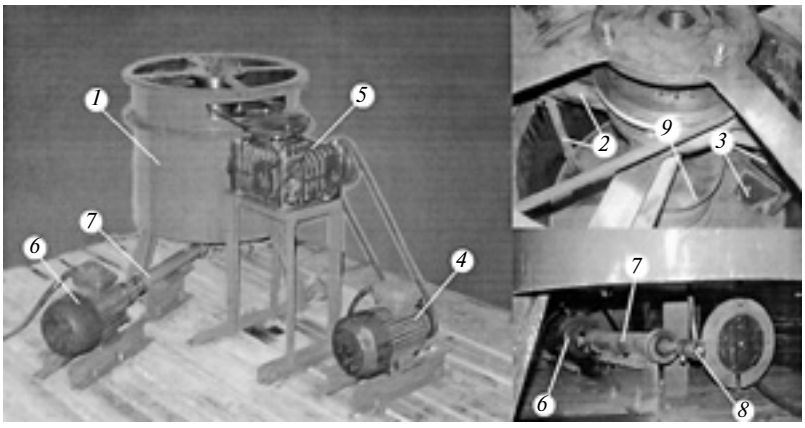


Рис. 1. Экспериментальный роторно-вибрационный смеситель:
1 — камера смешивания; *2* — ротор; *3* — лопасти; *4* — электродвигатель привода ротора; *5* — редуктор; *6* — электродвигатель привода вибратора; *7* — вал привода вибратора; *8* — вибратор (сильфон)

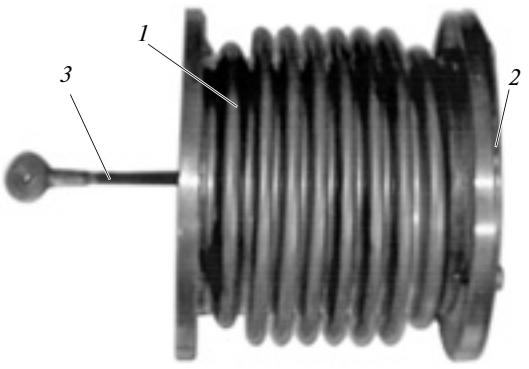


Рис. 2. Вибратор:
1 — сильфон; *2* — крышка сильфона; *3* — шатун

расположен в нижней части камеры. Смеситель имеет окна для загрузки и выгрузки материалов. Конструктивные особенности сильфона обеспечивают передачу вибрации на обрабатываемую смесь и максимально удовлетворяют требованиям виброзащиты как окружающей среды, так и конструкции.

Для теоретической аппроксимации зависимости, учитывающей все факторы вибрационного воздействия данной конструкции вибросмесителя на бетонную смесь, необходимо было исследовать разрушения структуры материала, загружаемого в смеситель, и разработать обоснованную гипотезу о взаимосвязи параметров, определяющих процесс.

Метод физического моделирования является весьма эффективным инструментом экспериментального исследования процессов, который позволяет на модели промышленного аппарата проводить качественное изучение процесса, протекающего в образце, часто малодоступном. Физические переменные модели и рабочая среда могут отличаться от соответствующих переменных и среды образца. Метод моделирования базируется на теории подобия и анализе размерностей [7, 8].

Анализ размерностей используют для построения обоснованных гипотез взаимосвязи различных параметров сложной системы. Впервые данный метод был изложен Н. А. Морозовым [7] в 1908 г., а затем использован и обобщен Э. Бакингемом [8] в виде известной за рубежом π-теоремы. Теория подобия, будучи основой моделирования, опирается на метод анализа размерностей, устанавливает критерии подобия различных физических явлений и служит инструментом изучения с помощью этих критериев свойств самих явлений.

Для обеспечения указанных условий необходимо, чтобы частицы структурированной вязкопластичной среды как в натуре, так и в модели смесителя двигались по геометрически подобным путям, а физические и механические величины обоих смесителей имели одинаковые соотношения, определяемые константами подобия. В случае вибросмешивания это обеспечивается подобием вибрационных режимов и масштабным соотношением определяющих геометрических размеров опытной модели и промышленного образца.

Для выбора геометрических и кинематических параметров смесителя предлагаемой конструкции необходимо исследовать разрушение структуры материала, загружаемого в смеситель, при действии вибрации. Исследованиям в этой области посвящены работы А. Е. Десова, Г. Я. Куннноса, Б. Г. Гольдштейна, Р. Лермита, Н. В. Михайлова, О. Я. Савинова, Е. В. Лавриновича, Н. Б. Урьева, Г. Б. Гиршителя, П. А. Файтельсона, П. Ф. Овчинникова и др. [1, 9—17].

Согласно существующим представлениям [1, 6, 13] при вибрационном воздействии структурированные системы приобретают свойства текучести. Это подтверждают кривые текучести, построенные для разных параметров вибрирования [13]. Установлено, что при смешивании цементобетонных смесей между скоростью и напряжением сдвига существует линейная зависимость, т. е. эти смеси подобны бингамовским пластикам, при вибрировании которых предельное напряжение сдвига стремится к нулю (в данном случае эти смеси подобны ньютоновским жидкостям). С увеличением частоты и амплитуды колебаний вязкость бетона уменьшается. Чем больше для одной и той же смеси амплитуда и частота колебаний, тем больше разрушение структуры. Например, при одной и той же частоте колебаний значительнее будет уменьшаться вязкость более структурированной смеси, т. е. смеси с большей статической вязкостью. Установлено также [18], что с увеличением соотношения воды и цемента (В/Ц) изотропное разрушение структуры при воздействии вибрации уменьшается.

По результатам работ разных авторов в данной области можно сделать следующие выводы:

1) при вибрации вязкость смеси уменьшается с повышением амплитуды и частоты колебаний;

2) при сколь угодно большой интенсивности вибрирования имеет место вязкость предельно разрушенной структуры;

3) эффективная вязкость в ограниченном объеме зависит от времени виброобработки, физико-механических свойств материала, координат точки среды, частоты и амплитуды вибрационного воздействия, формы вибратора.

Для определения соотношения геометрических размеров вибратора и корпуса смесителя, оптимальных параметров вибрации, при которых обеспечивается однородное разрушение структуры смеси во всем объеме, использовали теорию моделирования.

Проведенный анализ позволил вывести функциональные зависимости определяющих реологических параметров — удельного сопротивления p (Па) и динамической вязкости μ (Па · с) бетонной смеси:

$$p = f(A, \omega, g, \rho, F, V, D, d, h, H); \quad (1)$$

$$\mu = f(A, \omega, g, \rho, F, V, D, d, h, H), \quad (2)$$

где A — амплитуда колебаний вибратора, м; ω — частота колебаний вибратора, $с^{-1}$; g — ускорение свободного падения, $м/с^2$; ρ — плотность смеси, $кг/м^3$; F — активная площадь поверхности контакта вибратора со смесью, $м^2$; V — объем загрузки, $м^3$; D — внутренний диаметр камеры смешивания, м; d — внешний диметр вибратора, м; h — высота слоя смеси, м; H — высота вибратора, м.

Зависимости (1) и (2) после применения анализа размерностей можно представить в виде безразмерных критериев через переменные уравнений посредством выбора параметров, имеющих незави-

симые размерности: плотности ρ, частоты ω и амплитуды A колебаний:

для удельного сопротивления p

$$\frac{\rho\omega^2 A^2}{p} = c\left(\frac{A\omega^2}{g}\right)^x \left(\frac{FA}{V}\right)^y \left(\frac{d}{D}\right)^z \left(\frac{h}{H}\right)^w; \qquad (3)$$

для динамической вязкости μ

$$\frac{\rho\omega A^2}{\mu} = c_1\left(\frac{A\omega^2}{g}\right)^{x_1} \left(\frac{FA}{V}\right)^{y_1} \left(\frac{d}{D}\right)^{z_1} \left(\frac{h}{H}\right)^{w_1}, \qquad (4)$$

где $\rho\omega^2A^2/p$ и $\rho\omega A^2/\mu$ — критерии, характеризующие соотношение плотности смеси, частоты и амплитуды колебаний вибратора и соответственно удельного сопротивления и динамической вязкости смеси; $A\omega^2/g$ — критерий, характеризующий соотношение амплитуды и частоты колебаний вибратора и ускорения свободного падения; FA/V — критерий, характеризующий передаточную способность воздействия поверхности вибратора на смесь; d/D и h/H — критерии-симплексы, характеризующие граничные условия исследуемого процесса; c, c_1 — поправочные коэффициенты, учитывающие исходные структурно-реологические свойства смеси и зависящие от состава минеральных компонентов, их физико-механических и физико-химических свойств, водоцементного отношения; x, y, z, x_1, y_1, z_1, w, w_1 — степенные коэффициенты, определяемые экспериментально.

Из выражений (3) и (4) следует, что определяемые критерии p и μ при прочих равных структурно-реологических свойствах смеси будут пропорциональны друг другу с учетом поправочного коэффициента, который можно определить только экспериментально. Для какой из величин (p или μ) будет выбрана модель, принципиального значения не имеет, так как будут меняться только поправочные и степенные коэффициенты критериальных величин.

Следует обратить внимание на то, что уравнения (3) и (4) носят достаточно обобщенный характер физико-математического описания перемешивания бетонной смеси в смесителе с вибратором сильфонного типа и не дают исчерпывающего представления о распространении колебаний (в данном случае — строго осевом деформировании) осесимметричной [19] гофрированной оболочки — сильфона. Они скорее подходят для описания перемешивания бетонной смеси вибратором, выполненным в виде обычной цилиндрической оболочки. Для уточнения выражений (3) и (4) необходимо знать особенности напряженно-деформированного состояния (НДС) сильфона при его строго осевом деформировании.

Осесимметричная гофрированная оболочка вибратора представляет собой компенсаторный сильфон (см. рис. 2), который в соответствии с ГОСТ Р 50618—93 можно классифицировать как универсальный цилиндрический с крайними гофрами меньшего диаметра.

Анализируя работы [19, 20] по исследованию деформаций и колебаний оболочек, в частности сильфонов, можно прийти к выводу, что аналитически представить картину НДС сильфона достаточно сложно. Наиболее простым решением данной проблемы является компьютерное моделирование сильфона с последующим расчетом НДС при его строго (в данном случае) осевом деформировании. Для исследования НДС сильфона был выбран программный комплекс COSMOSWorks Designer с программным приложением SolidWorks Simulation американской фирмы Structural Research & Analysis Corp, входящий в единую систему инженерных CAD/CAM/PDM приложений SolidWorks.

Сначала с помощью программного комплекса SolidWorks была создана точная компьютерная 3d модель сильфона, соответствующая натуральным образцам и ГОСТ Р 50618—93. Для модели сильфона был выбран материал AISI 321 (отожженная коррозионно-стойкая сталь по классификации США) — ближайший аналог стали 08Х18Н10Т, из которой был изготовлен данный сильфон (ввиду отсутствия отечественного марочника сталей в базе данных материалов SolidWorks). Затем в соответствии с программным приложением SolidWorks Simulation был рассмотрен сильфон в виде оболочки с заданной толщиной, выполненный из выбранного материала. В данном программном обеспечении для расчета НДС конструкции используется метод конечных элементов (МКЭ), который принят в качестве стандартного метода анализа благодаря его универсальности и пригодности для работы на компьютерах.

Для модели указывали, как она закреплена и внешние нагрузки (рис. 3, см. обложку): нижняя часть сильфона была закреплена, верхняя — нагружена по кромке сжимающей силой. Далее осуществлялся расчет МКЭ. Наибольший интерес представляло определение двух основных характеристик: напряжений (эквивалентных напряжений), близких к пределу текучести (рис. 4, *а*, см. обложку), и перемещений верхней части сильфона на 1, 2, 3, 4 и 5 мм (рис. 4, *б*, см. обложку) под действием осевых нагрузок.

Эквивалентные напряжения рассчитывали в соответствии с теорией Мизеса по уравнению

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{0{,}5[(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_x-\sigma_z)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+ \rightarrow} \rightarrow \overline{+3(\tau_{xy}^2+\tau_{xz}^2+\tau_{yz}^2)]},$$

где σ_i — нормальные напряжения, действующие в направлениях x, y, z; τ_{ij} — касательные напряжения.

Рассчитывали перемещения для каждого узла в направлениях x, y, z, а затем определяли резуль-

тирующие перемещения. Расчеты показали, что эквивалентные напряжения максимальны во впадинах гофров, минимальны — на их вершинах. Значения напряжений для геометрически одинаковых частей сильфона (переходов, впадин и вершин гофров) повторяются для всей рабочей гофрированной части сильфона вне зависимости от осевой нагрузки. Графики результирующих перемещений имеют затухающий характер от места приложения сил к месту закрепления сильфона.

Результаты расчета позволили сделать вывод, что наиболее оптимальными с точки зрения прочностного анализа для дальнейших исследований будут перемещения, равные 1, 2 и 3 мм. При максимальных перемещениях 4 и 5 мм будут создаваться условия для получения значений, близких (при 4 мм) и превышающих (при 5 мм) предел текучести в опасных сечениях сильфона.

Полученные результаты показали, что выражения (3) и (4) вибрационного воздействия на бетонную смесь рационально рассматривать для слоев, определенных результирующими перемещениями каждой точки сильфона, а значения p и μ принимать как средние значения для каждого слоя. Тогда уравнения (3) и (4) примут вид:

для удельного сопротивления p

$$\frac{\rho\omega^2\left(\sum\limits_{i=1}^{n} A_i \Big/ n\right)^2}{\sum\limits_{i=1}^{n} \frac{p_i}{n}} = \frac{\rho\omega^2\left(\sum\limits_{i=1}^{n} A_i \Big/ n\right)^2}{\bar{p}} =$$

$$= c\left(\frac{\omega^2}{g}\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} A_i}{n}\right)^x \left(\frac{F}{V}\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} A_i}{n}\right)^y \left(\frac{d}{D}\right)^z \left(\frac{h}{H}\right)^w;$$

для динамической вязкости μ

$$\frac{\rho\omega\left(\sum\limits_{i=1}^{n} A_i \Big/ n\right)^2}{\sum\limits_{i=1}^{n} \frac{\mu_i}{n}} = \frac{\rho\omega\left(\sum\limits_{i=1}^{n} A_i \Big/ n\right)^2}{\bar{\mu}} =$$

$$= c_1\left(\frac{\omega^2}{g}\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} A_i}{n}\right)^{x_1} \left(\frac{F}{V}\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} A_i}{n}\right)^{y_1} \left(\frac{d}{D}\right)^{z_1} \left(\frac{h}{H}\right)^{w_1},$$

где $\sum\limits_{i=1}^{n} \frac{p_i}{n} = \bar{p}$, $\sum\limits_{i=1}^{n} \frac{\mu_i}{n} = \bar{\mu}$ — средние значения p и μ для каждого слоя; A_i — амплитуда колебаний каждого слоя, м; n — число слоев.

Амплитуду A_i колебаний каждого исследуемого слоя определяли с помощью операции "зондирования" в SolidWorks Simulation. На трехмерной эпюре перемещений для каждого максимального перемещения (1, 2 и 3 мм) находили перемещения отдельных участков сильфона (переходов, впадин и вершин гофров).

Номер слоя	Высота слоя от нижней части сильфона, м	Амплитуда, мм, колебаний вибратора при осевой нагрузке, Н, на сильфон		
		81	161	241
1	0,169	0,983542	1,949384	2,917066
2	0,122	0,797898	1,582526	2,394938
3	0,107	0,60536	1,200608	1,810384
4	0,085	0,422252	0,83501	1,26586
5	0,071	0,239704	0,475558	0,704892
6	0,051	0,040734	0,072786	0,114784

Всего получили 30 узлов сильфона (с учетом всех переходов, впадин и вершин гофров сильфона), что при практическом исследовании усложняет измерение реологических параметров бетонной смеси, так как, во-первых, толщина слоя во много раз меньше высоты цилиндра ротора реометра (вискозиметра); во-вторых, одни узлы сильфона совершают вертикальные колебания, вторые — горизонтальные, третьи — сложные; в-третьих, процесс колебаний смежных узлов в бетонной смеси благодаря гофрированной форме сильфона носит характер наложения волн. Для упрощения практических исследований сильфон разделили на шесть основных узлов, амплитуды колебаний которых были определены как среднее арифметическое перемещений входящих в них малых узлов (таблица).

Вывод

Критериальные уравнения динамической вязкости μ и удельного сопротивления p бетонной смеси в зависимости от параметров вибрации и граничных условий исследуемого процесса, полученные на основании теории подобия и анализа размерностей с учетом НДС, устанавливают связь между качеством бетонных смесей и выходными параметрами роторно-вибрационного смесителя при учете реологических свойств смеси и четком корректирующем контроле приготовления смесей и конструкции бетоносмесителя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Десов А. Е.** Вибрированный бетон. М.: Госстройиздат, 1956. 229 с.

2. **Ефремов И. М.** Интенсификация процесса и выбор параметров роторно-вибрационного смесителя: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1985. 252 с. Машинопись.

3. **Кузьмичев В. А.** Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1989. 32 с. Машинопись.

УДК 004.415.2

О. М. ОГОРОДНИКОВА, канд. физ.-мат. наук (Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург),
e-mail: o.m.ogorodnikova@bk.ru

Исследовательская функция программ CAE в сквозных технологиях CAD/CAE/CAM

Представлен анализ практики использования программ CAE в составе комплексов CAD/CAE/CAM. CAE-системы позиционированы как инструмент вычислительных экспериментов при решении исследовательских и проектных задач в машиностроении.

Ключевые слова: средство автоматизации инженерных расчетов (CAE), компьютерный инжиниринг, моделирование.

An analysis of practical use of automation engineering simulation (SAE) programs in the CAD/SAE/CAM complexes has been presented. The SAE-systems are positioned as a tool for numerical experiments at solving of research and design problems in the engineering.

Keywords: automation engineering simulation (SAE), computer engineering, simulation.

Все этапы изготовления и обслуживания машиностроительной продукции — проектирование, разработка технологий, оформление конструкторско-технологической документации, создание прототипов, проведение тестовых испытаний, производство, складирование, отгрузка, утилизация и др., составляют жизненный цикл изделия (ЖЦИ). В настоящее время происходит объединение управляющих и производственных функций для эффективной организации всех этапов ЖЦИ на базе информационных технологий и систем автоматизированного проектирования (Product Life-Cycle Management, PLM) [1]. Современная концепция проектирования и подготовки производства предполагает выполнение проектных и технологических работ в едином информационно-программном пространстве, что позволяет одновременно вести разработку изделия группой специалистов, находящихся в разных подразделениях, компаниях и даже странах [2].

Инновационное развитие многофункциональных компьютерных систем [3], согласованно выполняющих объемное конструирование (Computer-Aided Design, CAD), инженерные расчеты (Computer-Aided Engineering, CAE), подготовку производственно-технологических процессов (Computer-Aided Manufacturing, CAM) и управление инженерным проектом (Product Data Management, PDM), предопределяет появление новых возможностей для изготовления уникальных изделий в сжатые сроки и с минимальными затратами.

Наличие мощных компьютеров, высокая скорость передачи данных по сети и разнообразие программного обеспечения для проектирования и под-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 21)

4. **Ребю П.** Вибрирование бетона: Пер. с фр. М.: Физматгиз, 1970. 256 с.

5. **Штаерман Ю. Я.** Виброактивация цемента и комплексная виброобработка бетона по методу ТНИСГЭИ // Исследования по бетону и железобетону. Рига: Изд-во АН Латв.ССР, 1961. Вып. 6. С. 59—71.

6. **Ахвердов И. Н.** Влияние виброперемешивания бетонной смеси на деформирование структуры цементного камня // Исследования по бетону и железобетону. Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1961. С. 17—26.

7. **Морозов Н. А.** Основы качественного физико-математического анализа и новые физические факторы, обнаруживаемые им в различных явлениях природы. М.: Тип. т-ва И. Д. Сытина, 1908. 402 с.

8. **Buckingham E.** On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations // Phys. Rev. 4. 1914. P. 345—376.

9. **Гирштель Г. Б.** Некоторые вопросы разрушения внутренних связей при вибрации // Теория формования бетона. М.: НИИЖБ, 1969. С. 110—118.

10. **Гольдштейн Б. Г.** Выбор параметров глубинных вибраторов для уплотнения бетона. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1968. 66 с.

11. **Куннос Г. Я., Скурда А. М.** Теория и практика виброперемешивания бетонных смесей. Рига: Изд-во АН Латв.ССР, 1962. 216 с.

12. **Лермит Р.** Проблемы технологии бетона. М.: Госстройиздат, 1959. 294 с.

13. **Михайлов Н. В., Овчинников П. Ф., Круглицкий Н. Н.** Реология тиксотропных систем. Киев: Наукова думка, 1972. 120 с.

14. **Савинов О. А., Лавринович Е. В., Карманов И. В.** Вибрационная реология бетонных смесей // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1976. С. 39—42.

15. **Урьев Н. Б., Михайлов Н. В.** Реология цементного теста при вибрации // Вибрационная техника. М., 1966. С. 155—158.

16. **Файтельсон Л. А.** Влияние виброперемешивания на свойства бетонных смесей // Тр. НИИЖБ, 1961. Вып. 21. С. 49—59.

17. **Овчинников П. Ф.** Виброреология. Киев: Наукова думка, 1983. 272 с.

18. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6 т. Т. V. Измерения и испытания / Под ред. М. Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981. 496 с.

19. **Сильфоны.** Расчет и проектирование / Под ред. Л. Е. Андреевой. М.: Машиностроение, 1975. 156 с.

20. **Timoshenko S.** Vibration problems in engineering / S. Timoshenko. New York: D. Van Nostrand Company, Inc. 1937. 479 p.

готовки производства в машиностроении привели к тому, что в настоящее время и крупные промышленные предприятия, и небольшие инжиниринговые компании внедряют компьютерные системы для эффективного решения производственных и управленческих задач. Потребность конструкторских бюро, научно-исследовательских организаций и промышленности в быстрых, надежных и удобных для пользователя программах, реализующих широкий спектр инженерных расчетов (прочностных, гидродинамических, тепловых и др.) послужила импульсом к разработке как универсальных, так и специализированных пакетов прикладных программ для компьютерного инженерного анализа — CAE.

Наблюдаемый в последнее десятилетие стремительный темп обновления и совершенствования программ CAE разработчиками намного опережает результативность и полноту их использования рядовыми инженерами. Одной из причин данного дисбаланса является недостаточное понимание значения и сути этих программ, прежде всего, организаторами производственных и образовательных структур, которые недооценивают актуальность изменения подходов к подготовке специалистов, в полной мере владеющих современными технологиями компьютерного моделирования.

Цель данной работы — проанализировать опыт использования программ CAE в составе комплексов CAD/CAE/CAM, в том числе образовательный, исследовательский и коммерческий опыт автора статьи, и позиционировать CAE-системы как современный инструмент для выполнения вычислительных экспериментов при решении различных исследовательских и проектных задач в машиностроении.

Функции CAE в составе CAD/CAE/CAM

Классификация программ CAE. Все многообразие инженерных расчетов, представляющих интерес для машиностроения, можно классифицировать по объектам моделирования и разбить на два основных направления — конструкторские расчеты и имитация технологий. По типу решаемых уравнений в механических расчетах конструкции машин можно выделить задачи кинематики, статики, динамики и устойчивости. Вместе с тем, большинство инженерных задач не ограничивается вычислением механических характеристик конструкции. Как правило, в программной среде моделируется поведение технического объекта, который подвергается одновременно воздействию нескольких нагрузок, имеющих разную физическую природу. Это могут быть тепловые, механические, гидроаэромеханические нагрузки, воздействие электрических и магнитных полей, облучение потоком заряженных частиц. Для получения корректных результатов необходимо учитывать их совместное

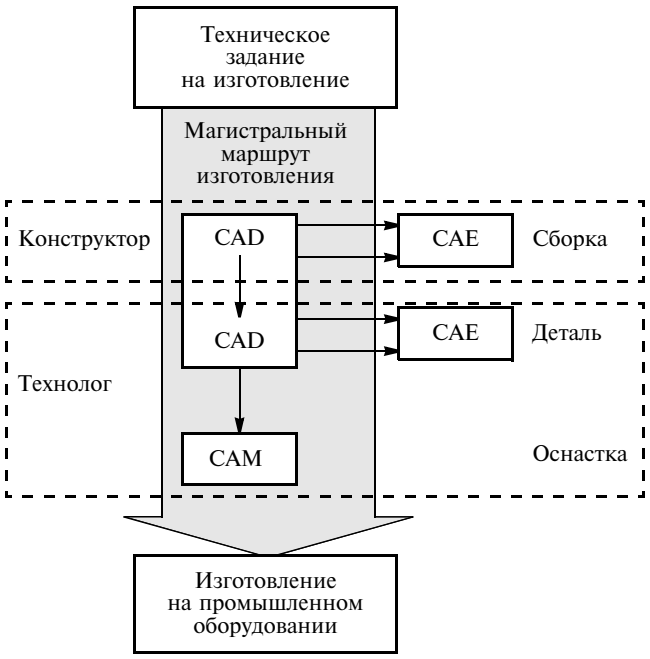


Рис. 1. Схема передачи геометрии в сквозной технологии проектирования и производства CAD/CAE/CAM

влияние на объект. Соответствующие такой расширенной постановке расчетные задачи носят комплексный характер, относятся к классу междисциплинарных и успешно решаются программами CAE [4]. Моделирование технологий включает компьютерный анализ технологических процессов литья металлов [5] и пластмасс [6], обработки давлением [7], термообработки [8], сварки [9, 10], механообработки [11].

В сквозной технологии проектирования и подготовки производства CAD/CAE/CAM местоположение CAE-программ можно обозначить на двух уровнях (рис. 1): "конструктор" и "технолог". На уровне "конструктор" создается объемная модель конструкции в CAD и проверяются функциональные возможности изделия в конструкторских CAE-программах, причем проектирование ведется в контексте сборки. Если в CAE выявляется несоответствие функциональных возможностей анализируемой компьютерной модели тем параметрам, которые обозначены в техническом задании на разработку изделия, то конструкция подвергается редактированию в CAD и отправляется на повторную проверку в CAE.

Если конструкторские программы CAE подтверждают, что расчетные параметры модели соответствуют заданным требованиям, отдельные детали машины из сборки отправляются на уровень "технолог", где проектируется технологическая оснастка в CAD и оптимизируются технологии изготовления деталей с помощью технологических CAE-программ. Если проектируемая оснастка не обеспечивает изготовление бездефектной детали,

она подвергается доработке в CAD. Когда технологии оптимизированы и готовы геометрические модели оснастки, эстафета передается программам CAM, которые обеспечивают изготовление оснастки в инструментальном производстве и серийную обработку деталей на заключительной стадии.

Интеграция и передача данных. Проектирование в интегрированной среде CAD/CAE [12] предполагает создание исходной геометрической модели и ее первичный расчет, а затем при необходимости циклическое повторение корректировок конструкции в CAD/CAE до полного совмещения расчетных результатов с требованиями технического задания. На последнем шаге такого итерационного совершенствования в CAD-программе создается наилучший проектный вариант. Поиск необходимых параметров конструкции все чаще ведут на параметрических моделях с использованием специальных средств и модулей оптимизации [13].

В интегрированных программных средах [14] CAE-модуль читает файл геометрии во внутреннем формате CAD-системы. При необходимости геометрическую модель можно рассчитать аналитически в автономной CAE-системе, установленной, например, на суперкомпьютере в центре коллективного пользования [15]. В этом случае данные стараются передать в наиболее устойчивом формате [16].

Исследовательская роль CAE

Компьютерное проектирование — один из наиболее важных этапов ЖЦИ, который неразрывно связан с исследованием конструкции машины и оценкой ее эксплуатационных параметров средствами CAE. Вместе с тем, в программных комплексах, реализующих идеологию PLM, программы CAE занимают обособленную позицию. Тому есть несколько причин.

Во-первых, CAE-программы, особенно "тяжелого" класса, требуют на порядок больше машинных ресурсов, чем системы конструирования или подготовки производства, поэтому они устанавливаются на выделенные расчетные станции и обслуживаются, как правило, математиками-расчетчиками. Отличительной особенностью CAE-программ является большой объем одновременно обрабатываемых данных. Современные CAE в зависимости от масштаба решаемой задачи осуществляют параллельные вычисления с использованием различных методов и структур: распределенные вычисления в сети Internet [17], GRID-офис [18], кластеры и суперкомпьютеры [19].

Во-вторых, в процессе проектирования и изготовления машиностроительных изделий CAE-программы располагаются за пределами магистрального движения цифровой 3D-модели, сами не вносят транслируемых изменений в геометрию и являются, по сути, средством проверки функциональной пригодности конструкции или оптимизации технологических параметров изготовления деталей.

В-третьих, как это ни парадоксально, но инженерный анализ конструкции является для конструктора в определенной степени чужим полем, поскольку целью CAE является не синтез новой конструкции, а так же, как в научном исследовании, — получение новых знаний, в данном случае о свойствах проектируемого изделия. Компьютерный инженерный анализ по смыслу аналогичен научному исследованию. Его методология радикально отличается от основных принципов конструирования и в плане постановки задачи, и в плане методов решения, и в плане интерпретации результатов.

Компьютерный инженерный анализ фактически является вычислительным экспериментом, а программы CAE выполняют при этом роль исследовательского инструмента. В российских источниках для обозначения виртуальных исследований с помощью компьютерных программ используются также термины "вычислительное моделирование" и "компьютерная симуляция".

Решение прикладных задач средствами CAE

Компьютерные инструменты CAE используются преимущественно в прикладных исследованиях, направленных на поиск новых технических решений, конструкций и технологий. Далее приведем краткие резюме некоторых типичных задач, решенных российскими исследователями в последнее время, с указанием использованных программ CAE и ссылкой на соответствующие литературные источники.

***Запас прочности*, APM WinMachine** [20]. Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) металлургического оборудования при действии сосредоточенных и распределенных силовых нагрузок с учетом собственных масс деталей позволяет снизить металлоемкость машины, одновременно повысив запас прочности и работоспособность основных ее узлов. В данной российской программе решение получено на стержневой модели.

***Статическая прочность*, Autodesk Inventor** [21]. Исследование НДС отдельных деталей и узлов в статическом анализе позволяет обоснованно вносить изменения в геометрию деталей при заданной схеме нагружения и совершенствовать прочностные характеристики.

***Жесткость*, Altair + ANSYS/LS-Dyna** [22]. Исследование жесткости каркаса гоночного автомобиля при действии кинематических нагрузок позволяет проектировать детали, удовлетворяющие регламенту международных соревнований, условиям безопасной эксплуатации и требованиям технологичности. Техническое содержание проекта защищено патентами.

***Усталостная прочность*, CosmosWorks** [23]. Оценка НДС деталей вагонов по максимальной

нагрузке стационарного цикла в условиях статического нагружения и использование оригинального метода расчета на конечно-элементной сетке позволяют прогнозировать число циклов до появления усталостной трещины или до разрушения детали.

***Ударное воздействие*, Pro/Engineer Mechanica** [24]. Исследование поведения бортового прибора при ударном нагружении однократными импульсными ускорениями в виде полусинусоид заключается в анализе отклика с учетом собственных колебаний конструкции и позволяет корректировать 3D-модель, повышая ее надежность.

***Пластическая деформация в контактной зоне*, ANSYS/LS-Dyna** [11]. Исследование контактного взаимодействия шероховатой поверхности с режущим инструментом в процессе механической обработки позволяет выявить основные закономерности получения сложно-профильных поверхностей высокого качества при чистовой обработке и разработать необходимые для этого методы настройки станков с ЧПУ.

***Несущая способность*, MSC. Nastran** [25]. Компьютерный расчет несущей способности рабочих колес реактивных турбин при действии комплекса нагрузок, включая центробежные силы, перепад давлений и температурное воздействие, с использованием нелинейной модели материала и учетом зависимости свойств материала от температуры позволяет точнее оценить запас прочности турбины и выбрать пути ее форсирования.

Для прикладных исследований, например, контактных напряжений в резьбовом соединении [26], тепловых деформаций и напряжений в волновом твердотельном датчике [27] и др., российские ученые в большинстве случаев выбрали программный комплекс **ANSYS**.

Решение теоретических задач и выполнение уникальных вычислительных экспериментов в CAE

Компьютерные инструменты CAE используют не только в прикладных исследованиях, но и в сугубо научных целях — для поиска новых закономерностей, например при разработке новых материалов и нанотехнологий. Так, в работе [28] модальный анализ средствами **ANSYS** используется только для оценки оригинального подхода к неразрушающему методу обнаружения трещин в матрице слоистых композитов, а в работе [29] модальный анализ двухслойной спиральной нанопленки, обладающей пьезоэлектрическими свойствами, проводится средствами **ABAQUS** и позволяет прогнозировать поведение наноструктуры при совмещении различных свойств.

В настоящее время существует множество инженерных задач, которые не поддаются точному аналитическому решению либо требуют огромных затрат на экспериментальную реализацию выбора правильного варианта конструкции. К ним относятся проектные задачи нано- и микроэлектроники [30], что связано с высокой стоимостью и трудоемкостью изготовления опытных образцов.

Существует обширный класс задач, например, в области медицинской техники и протезирования, где натурное испытание прототипов представляется неэтичным. Поэтому крайне актуально развитие программ CAE для конечно-элементного моделирования биологических тканей [31] в хирургии и травматологии. Свою специфику имеет компьютерное проектирование механизмов для замещения биологических объектов. Такие современные технологии, как цифровая модель, особенно важны в медицине [32], например, при изготовлении протезов по индивидуальному заказу. Реверсивный инжиниринг, компьютерное моделирование и быстрое прототипирование обеспечивают качественный и быстрый результат в единичном производстве протезов с учетом анатомических особенностей и индивидуальной биомеханики. В таких случаях единственным методом, позволяющим быстро оценить эффективность предлагаемого технического решения, становится компьютерное моделирование.

Корректировка компьютерных расчетов. Компьютерные расчеты с целью обеспечения их достоверности дополняются экспериментальными данными. Дополнив численный эксперимент натурными испытаниями на последних этапах проектирования, можно достичь максимального соответствия полученных результатов реальному поведению конструкции. В вычислительном моделировании различают верификацию и валидацию расчетных моделей [33]. **Верификация** проводится на начальном этапе и предполагает решение простой очевидной задачи с обязательным совмещением расчетных результатов с экспериментальными данными. **Валидация** проводится для сложных расчетных моделей с целью уточнения отдельных параметров, характеризующих уникальное взаимодействие различных частей конкретной модели, и осуществляется также с использованием экспериментальных методик. Технология сочетания компьютерного моделирования проектируемого изделия с экспериментальным подтверждением адекватности принятых конструкторских решений и расчетных моделей при сокращенном объеме экспериментальных исследований обеспечивает оптимальный баланс точности и стоимости проекта. В дальнейшем при проектировании аналогичных конструкций и устройств проведение экспериментов на натурных образцах не требуется, достаточно получить подтверждение технических характеристик на верифицированных компьютерных моделях.

Использование CAD/CAE/CAM в учебно-исследовательском процессе

В УрФУ студенты изучают сквозные технологии CAD/CAE/CAM и применяют их для выполнения учебно-исследовательских работ. Одним из пользователей технологий CAD/CAE/CAM является инструментальное производство, обслуживающее изготовление литых заготовок деталей машин. Поддерживается две линии программных продуктов CAD/CAE/CAM на уровне технологов: зарубежная (Siemens PLM Software — WinCast) и российская (ADEM — LVMFlow).

Программная среда Siemens PLM Software (CAD/CAM) — WinCast (CAE) подходит для обучения на английском языке иностранных студентов. В данной статье представлена работа студента Робина Картхауза (Technische Fachhochschule, Sudwestfalen, Deutchland — University of Applied Sciences), изучавшего технологии CAD/CAE/CAM на кафедре электронного машиностроения УрФУ в течение семестра. Технический университет в Германии оценил семестр, проведенный студентом в УрФУ, как полностью эквивалентный по объему полученных знаний и практических навыков семестру обучения в немецком университете. Студентом была выполнена практическая работа по заданию Уралмашзавода, занявшая первое место в российском конкурсе "Компьютерный инжиниринг—2008". Работа заключалась в проектировании и подготовке производства детали из серого чугуна методом литья в песчано-глинистую форму и состояла из следующих этапов, объединенных общей цифровой моделью.

Этап 1. CAD — создание объемной модели литой детали (рис. 2) в составе сборки машины и построение на ее базе геометрической модели литой заготовки (отливки).

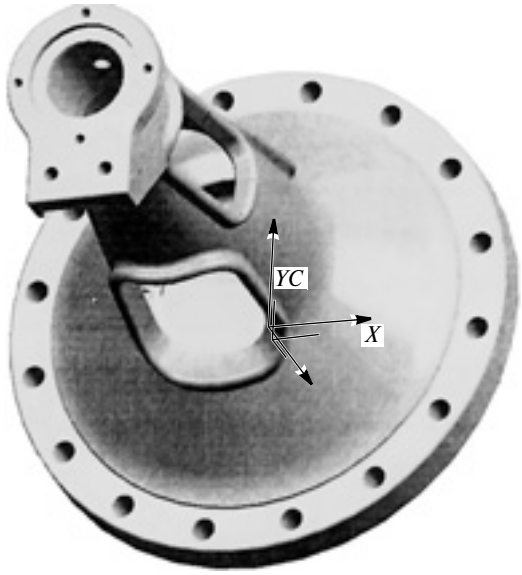


Рис. 2. Геометрическая модель литой детали

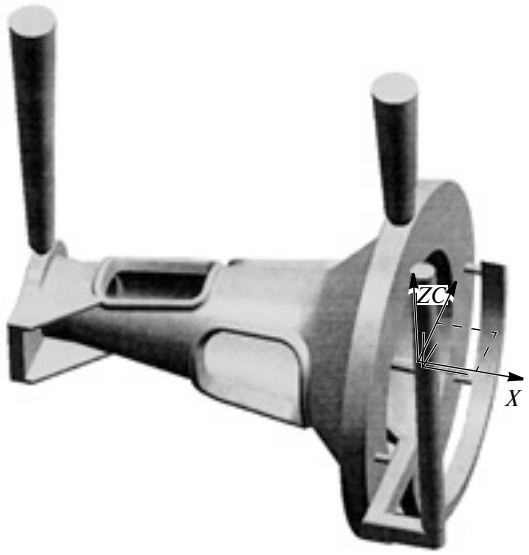


Рис. 3. Геометрическая модель отливки и литниково-питающей системы

Этап 2. CAE — анализ литейных особенностей геометрии отливки, выявление горячих зон по расчетным температурным полям.

Этап 3. CAD — объемное конструирование литниково-питающей системы (рис. 3) исходя из расположения горячих зон в отливке.

Этап 4. CAE — расчет служебных параметров литейных процессов: анализ направленности кристаллизации и выявление горячих зон по эволюции температурных полей (рис. 4, см. 4-ю стр. вкладки), оценка эффективности литниково-питающей системы, прогнозирование усадочных дефектов и возможного образования трещин.

Этап 5. CAD — конструирование стержневых ящиков на базе геометрических моделей отливки и литниково-питающей системы (рис. 5, см. 4-ю стр. вкладки).

Этап 6. CAM — подготовка программ для изготовления модельной оснастки и стержневых ящиков на станках с ЧПУ (рис. 6, см. 4-ю стр. вкладки).

Программа CAE дает большие возможности для исследования технологических процессов литья. Компьютерная визуализация скрытых процессов заполнения расплавом формы и образования дефектов позволяет вести обоснованный и направленный поиск верных конструктивных решений. По результатам компьютерного расчета можно выявить области возникновения литейных дефектов (микропористость, горячие трещины, усадочные дефекты) в отливке и при необходимости изменить литниково-питающую систему. Кроме решения типовых задач можно проводить сложные расчеты новых физических моделей анализируемых

процессов и материалов, например, для литых деталей, имеющих сложную геометрию, выполнить расчет остаточных технологических напряжений и коробления до термической обработки и после нее, приложить эксплуатационные нагрузки и суммировать возникшие внутренние напряжения с технологическими остаточными напряжениями, оценить фазовую и зеренную структуру детали, и как следствие, получить объемное распределение механических свойств.

Заключение

При проектировании в среде CAD/CAE/CAM программы CAE выполняют вычислительные эксперименты в широком спектре физических моделей и процессов, обеспечивая правильный выбор конструктивных и технологических параметров проектируемого изделия. В прикладных исследованиях компьютерные инструменты CAE используются для поиска новых технических решений, конструкций и технологий. Вместе с тем, компьютерный инженерный анализ может быть направлен на решение теоретических задач и выявление новых закономерностей, например, при разработке нанотехнологий и новых материалов. Преимуществом компьютерного исследования является возможность анализировать междисциплинарные расчетные модели и визуализировать скрытые процессы.

К существенным недостаткам многих российских публикаций об исследованиях с использованием инструментов CAE следует отнести отсутствие информации о том, какая программа была использована и каким образом была сформулирована расчетная модель. Отсутствие такой важной информации затрудняет экспертную оценку достоверности полученных результатов, поскольку читатели лишены возможности повторить вычислительный эксперимент. Краткое описание использованных компьютерных методов исследования обязательно должно присутствовать в методической части статьи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Tang D., Qian X.** Product lifecycle management for automotive development focusing on supplier integration // Computers in Industry. 2008. V. 59. Issues 2—3. P. 288—295.

2. **A collaborative** Design for Usability approach supported by Virtual Reality and a Multi-Agent System embedded in a PLM environment / M. Mahdjoub, D. Monticolol, S. Gomes and etc. // Computer-Aided Design. 2010. V. 42. Issue 5. P. 402—413.

3. **Leon N.** The future of computer-aided innovation // Computers in Industry. 2009. V. 60. Issue 8. P. 539—550.

4. **Korvink J. G., Greiner A., Liu Z.** Multiphysics and Multiscale Simulation // Comprehensive Microsystems. 2008. V. 1. P. 539—557.

5. **Мартыненко С. В., Огородникова О. М., Грузман В. М.** Использование компьютерных методов для повышения качества крупногабаритных тонкостенных стальных отливок // Литейное производство. 2009. № 11. С. 21—26.

6. **Farshi B., Gheshmi S., Miandoabchi E.** Optimization of injection molding process parameters using sequential simplex algorithm // Materials & Design. V. 32. Issue 1. P. 414—423.

7. **Паршин С. В., Огородникова О. М.** Моделирование технологических процессов в CAE-пакете ANSYS 7 // САПР и графика. 2003. № 2. С. 58, 59.

8. **Warke V. S., Sisson R. D., Makhlouf M. M.** FEA model for predicting the response of powder metallurgy steel components to heat treatment // Materials Science and Engineering: A. 2009. V. 518. Issue 1—2. P. 7—15.

9. **Votinova E., Ogorodnikova O., Shalimov M.** Possibilities of Software for Welding Manufacture // The Fifth International Conference on Mathematical Modeling and Computer Simulation of Material Technologies. 2008. Israel, Ariel University. V. 2. P. 170—179.

10. **Finite** element modeling of welding processes / Anca A., Cardona A., Risso J and etc. // Applied Mathematical Modelling. 2011. V. 35, Issue 2. P. 688—707.

11. **Гурин П., Нестеров С., Машков А.** Использование CAD/CAM-систем фирмы Delcam в исследовательской работе // САПР и графика. 2010. № 4. С. 18—20.

12. **Журавлев Э. Ю., Огородникова О. М.** Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 3—6.

13. **Егоров И. Н., Кретинин Г. В., Федечкин К. С.** Оптимизация геометрических параметров осевого компрессора // Наукоемкие технологии. 2008. Т. 9. № 3. С. 46—49.

14. **Park H. S., Dang X. P.** Structural optimization based on CAD-CAE integration and metamodeling techniques // Computer-Aided Design. 2010. V. 42. Issues 10. P. 889—902.

15. **Радченко Г. И., Соколинский Л. Б.** Технология построения виртуальных испытательных стендов в распределенных вычислительных средах // Науч.-техн. вестник С.-Пб. ГУ информационных технологий, механики и оптики. 2008. № 54. С. 134—139.

16. **Software** environment for CAD/CAE integration / O. Hamri, J. C. Léon, F. Giannini and etc. // Advances in Engineering Software. 2010. V. 41. Issues 10—1. P. 1211—1222.

17. **A CAE-integrated** distributed collaborative design system for finite element analysis of complex product based on SOOA / J. Yu, J. Cha, Y. Lu and etc. // Advances in Engineering Software. 2010. V. 41. Issue 4. P. 590—603.

18. **Weiss K., Ogorodnikova O. M.** Parallel simulation of cast processes in Win-Cast // Тр. междун. науч. конф. "Параллельные вычислительные технологии ПАВТ'2008" (С.-Пб., 28 января — 1 февраля, 2008 г.). Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. С. 282.

19. **Опыт** использования суперкомпьютера "СКИФ Аврора" для решения научно-технических задач / А. А. Московский, М. П. Перминов, Л. Б. Соколинский и др. // CAD/CAM/CAE Observer. 2010. № 3. С. 71—77.

20. **Кайтуков Г. Ф.** Исследование прочности и металлоемкости элементов катодосдирочной машины в САПР АРМ Win Machine // САПР и графика. 2010. № 3. С. 81—83.

21. **Стремнев А.** Прочностные анализы в Autodesk Inventor // САПР и графика. 2010. № 5. С. 20—22.

22. **Применение** CAD/CAM/CAE-систем для проектирования и изготовления гоночного автомобиля // САПР и графика. 2010. № 2. С. 71—76.

УДК 621.822.572/.573.001.63

В. А. МАКСИМОВ, М. Б. ХАДИЕВ, доктора технических наук, Р. М. ГАЛИЕВ, канд. техн. наук (Казанский ГТУ), e-mail: cmu@inbox.ru

Оптимизация гидродинамических упорных подшипников типа МИТЧЕЛА

Дан алгоритм оптимального проектирования упорных (осевых) гидродинамических подшипников скольжения.

Ключевые слова: гидродинамический подшипник скольжения, упорный подшипник, математическая модель, алгоритм, анализ, оптимизация.

The algorithm of optimal design of thrust (axial) hydrodynamic bearings has been given.

Keywords: hydrodynamic friction bearing, thrust bearing, mathematical model, algorithm, analysis, optimization.

При работе турбомашин (паровые турбины, центробежные и осевые компрессоры) значительная часть энергии затрачивается на преодоление трения в упорном (осевом) подшипнике скольжения (ПС). Поэтому задачей оптимального проектирования упорного ПС является минимизация потерь мощности на трение при одновременном обеспечении его надежности.

Из диаграммы Херси—Штрибека видно (рис. 1) [1—3], что минимальные потери на трение $f_{\min}$ достигаются при минимальном зазоре $h_{\min}$ между движущимися поверхностями, когда шероховатости поверхностей не соприкасаются — точка *1*. Однако в этом случае не обеспечивается надежная работа ПС, так как даже небольшое увеличение нагрузки может привести к переходу в зону полужидкостного трения с резким увеличением выделения теплоты и разрушением его рабочих поверхностей. Поэтому допустимый рабочий минимальный зазор $[h_{\min}]$ должен превышать его критическое значение $h_{кр}$ на некоторую величину, что соответствует рабочей точке *2* на диаграмме, которая смещается вправо от точки *1* ($f_{\min}$). Допустимый минималь-

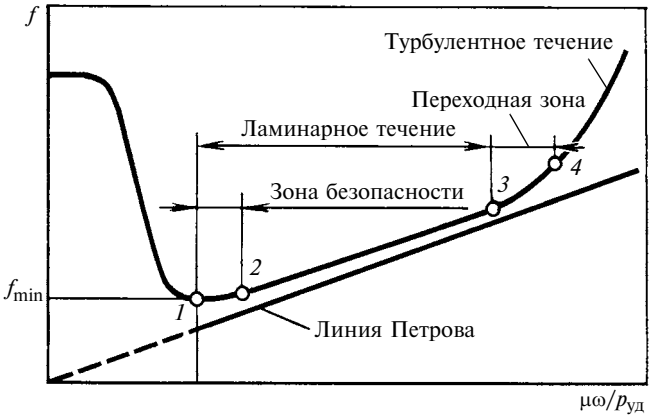


Рис. 1. Диаграмма Херси—Штрибека:
1 — переход к жидкостному трению; *2* — переход к рабочему режиму; *3* и *4* — переход к турбулентному течению смазочного материала

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 25)

23. **Миронов В. И., Якушев А. В.** Прогнозирование ресурса элементов подвижного состава // Тяжелое машиностроение. 2010. № 3. С. 26—29.

24. **Инновационный** подход к обеспечению надежности разрабатываемых изделий. Исследование динамического поведения изделия с использованием Pro/ENGINEER Mechanica / Р. Бирбраер, И. Радченко, А. Московченко и др. // САПР и графика. 2010. № 5. С. 74—79.

25. **Овчинников И. В.** Несущая способность рабочего колеса реактивной турбины в неравномерном температурном поле // Полет. 2010. № 4. С. 49—55.

26. **Курушин М. И., Курушин А. М.** Способ выравнивания усилий по виткам резьбы, повышения прочности стержня и самоторможения гайки резьбового соединения // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 77—79.

27. **Джашитов В. Э., Панкратов В. М.** Математические модели термоупругого напряженно-деформированного состояния, температурных и технологических погрешностей волнового твердотельного датчика инерциальной информации // Проблемы машиностроения и прочности машин. 2010. № 3. С. 55—63.

28. **Обнаружение** трещин в матрице слоистых композитов методом модальной энергии деформирования / Х. Ху, Ч.-С. Ли, Ч. Ву и др. // Механика композитных материалов. 2010. Т. 46. № 2. С. 177—198.

29. **Гирченко А. А., Еремеев В. А., Морозов Н. Ф.** Моделирование спиральных нанопленок с пьезоэлектрическими свойствами // Физическая мезомеханика. 2010. Т. 13. № 2. С. 5—10.

30. **Огородникова О. М., Панин О. А.** Компьютерное исследование компонентов микросистемной техники // Нано- и микросистемная техника. 2009. № 5. С. 12—15.

31. **Enhanced** FEM-based modeling of brain shift deformation in Image-Guided Neurosurgery/ L. M. Vigneron, R. C. Boman, J.-P. Ponthot and etc. // Journal of Computational and Applied Mathematics. 2010. V. 234. Issue 7. P. 2046—2053.

32. **A new** design paradigm for the development of custom-fit soft sockets for lower limb prostheses / G. Colombo, S. Filippi, C. Rizzi and etc. // Computers in Industry. 2010. V. 61. Issue 6. P. 513—523.

33. **Maropoulos P. G., Ceglarek D.** Design verification and validation in product lifecycle // CIRP Annals-Manufacturing Technology. 2010. V. 59. Issue 2. P. 740—759.

ный зазор принимают пропорциональным его критической величине:

$$[h_{\min}] = k_h h_{кр}, \quad (1)$$

где k_h — коэффициент запаса толщины смазочного слоя.

Величины k_h и $h_{кр}$ авторы оценивают по-разному. Например, в справочном руководстве [4] рекомендуется принимать:

$$k_h > 2; \quad h_{кр} = Rz_{ш} + Rz_{п}, \quad (2)$$

где $Rz_{ш}$, $Rz_{п}$ — максимальные параметры шероховатости поверхностей шипа и подшипника.

Автор работы [3] рекомендует принимать:

$$k_h \geqslant 1{,}1; \quad h_{кр} = Rz_{ш} + Rz_{п} + y_0, \quad (3)$$

где y_0 — максимальный прогиб шипа.

Для вала на двух опорах

$$y_0 = 1{,}6(B/L)y_{\max}, \quad (4)$$

где B — ширина подшипника; L — расстояние между серединами опор; $y_{\max}$ — максимальный прогиб вала между опорами.

Для упорного ПС с неподвижными подушками предложена аналогичная формула [5]

$$[h_{\min}] = k_h h_{кр} = k_h(Rz_{пт} + Rz_{пп} + \delta_{пт} + \delta_{пп}), \quad (5)$$

где $k_h = 1{,}1 \div 1{,}2$; $Rz_{пт}$, $Rz_{пп}$ — параметры шероховатости рабочих поверхностей пяты и подпятника; $\delta_{пт}$, $\delta_{пп}$ — перекосы рабочих поверхностей пяты и подпятника.

На основании обширных экспериментальных исследований [6] С. Л. Ямпольский рекомендует принимать критическую толщину смазочного слоя $h_{кр} = 8 \div 10$ мкм, при которой происходило разрушение упорных подшипников, а допустимую величину $k_h = 2$.

Из формул (1)—(5) можно сделать вывод: чем точнее определяем $h_{кр}$, тем меньшее значение коэффициента k_h следует задавать. Из этих же формул видно, что уменьшение шероховатостей и перекосов рабочих поверхностей приводит к уменьшению потерь энергии на трение, а, следовательно, к повышению несущей способности подшипников.

Из диаграммы также видно, что при увеличении вязкости μ масла и частоты ω вращения шипа упорного диска или при уменьшении удельной нагрузки $p_{уд}$ коэффициент f трения монотонно возрастает; при этом увеличивается минимальная толщина $h_{\min}$ смазочного слоя. Поэтому максимальная несущая способность ПС при минимальных потерях на трение достигается на границе области оптимизации: $h_{\min} = [h_{\min}]$. Следовательно, при расчетах ПС величину $[h_{\min}]$ следует зафиксировать и в качестве критерия оптимальности принять несущую способность P ПС. Вторым параметром, определяющим надежную работу ПС, является максимальная (критическая) температура $t_{\max}$ в смазочном слое. При достижении значения $t_{\max} = t_{кр}$ смазочный слой теряет свою прочность и может разрушиться за очень короткое время. Величина $t_{кр}$ зависит от смазочных свойств применяемых масел, определение которых является самостоятельной задачей. Например, для турбинного масла Л (ГОСТ 32—53) $t_{кр} = 120$ °С, а для масла 30УТ $t_{кр} = 140$ °С [7]. Испытания проводили при стандартных условиях (ГОСТ 17602—72). Однако эти величины определены для работы сопряжений деталей машин в условиях граничной смазки. С. Л. Ямпольским [6] и авторами данной работы при испытаниях ПС с применением масла Т-30 была достигнута температура $t_{\max} = 130 \div 160$ °С, при этом подшипники разрушались не всегда. Возможно, что смазочный слой разрушается, когда касательные напряжения в жидкости достигают предельного значения, которое для ПС можно определить по формуле Ньютона—Петрова: $\tau = \mu(dV/dy) \approx \approx \mu(\omega R_{ср}/h_{\min}) \leqslant [\tau] = \tau_{пр}/k_\tau$, где τ, $[\tau]$, $\tau_{пр}$ — соответственно действительное, допустимое и предельное касательные напряжения в жидкости.

При достижении $\tau_{пр}$, которое косвенно оценивается также температурой $t_{кр}$, смазочный материал (СМ) разрушается и теряет свою смазочную способность (вязкость). Определение $\tau_{пр}$ и, следовательно, $t_{кр}$ является самостоятельной задачей реологии жидкости. Так как потери энергии на трение в жидкости пропорциональны вязкости — диссипативной функции (в которую входят квадраты производных скоростей по координатам), и определяют уровень температур, то между $\tau_{пр}$ и $t_{кр}$ существует взаимная связь. Поэтому в настоящее время предельное состояние ПС оценивают температурой $t_{кр}$. Для ПС принимают допустимую температуру $t_{\max} \leqslant [t_{\max}] = t_{кр}/k_t$, где $t_{\max}$, $[t_{\max}]$, $t_{кр}$ — соответственно максимальные действительная и допустимая и критическая температуры жидкости; k_t — коэффициент запаса по температуре. Для турбинных масел часто принимают $[t_{\max}] = 110$ °С. Тогда для масла Т-22 получаем $k_t = 120/110 = 1{,}09$, для масла Т-30 — $k_t = 140/110 = 1{,}27$.

Таким образом, два параметра $[h_{\min}]$ и $[t_{\max}]$ являются ограничивающими факторами при оптимальном проектировании ПС. Так как максимальная температура зависит от тепловыделений в смазочном слое и условий охлаждения, которые в свою очередь определяются вязкостью и скоростью течения СМ и производной скорости $dV/dy \approx \omega R_{ср}/h_{\max}$, то можно предположить, что ее зависимость от этих величин монотонная. Поэтому максимальная несущая способность ПС достигается на границе области оптимизации, ограничивающейся $[h_{\min}]$ и $[t_{\max}]$.

Итак, для обеспечения минимальных затрат энергии на трение необходимо, чтобы подшипник работал при $h_{min} \geqslant [h_{min}]$ и $t_{max} \leqslant [t_{max}]$. Причем, если второе неравенство является строгим, т. е. $t_{max} < [t_{max}]$, то в первом должно выполняться условие $h_{min} = [h_{min}]$ и наоборот. При выполнении этих условий необходимо найти максимальную несущую способность подшипника.

При оптимизации конструкции ПС возникают две задачи.

1. Известен критерий оптимальности — несущая способность P подшипника в расчетном режиме, которая равна прикладываемой к ПС нагрузке. Необходимо минимизировать габаритные размеры подшипника, например наружный диаметр подушек осевого или ширину радиального ПС. В этом случае некоторые размеры (например, диаметр вала, внутренний диаметр подушек и т. д.) являются ограничениями, которые заранее известны.

2. Известны габаритные размеры. Необходимо максимизировать критерий оптимальности P за счет внутренних конструктивных изменений (например, числа подушек, углов охвата подушек). Такая задача может возникнуть при реконструкции ПС с целью улучшения его работы при ограниченных габаритных размерах.

Трудность решения задачи заключается в установлении связи между критерием оптимальности P, конструктивными параметрами, параметрами, характеризующими свойства СМ, и режимом работы подшипника. В настоящее время такая связь устанавливается путем математического моделирования ПС. В подшипниках скольжения можно выделить два вида течения СМ: в тонком слое между рабочими поверхностями; в подводящих, сливных и межподушечных каналах и камерах.

Первый вид течения является основным и позволяет установить связь между критерием оптимальности P и остальными параметрами ПС. Математические модели (ММ) этого вида течения содержат: основные уравнения сохранения массы, количества движения и энергии в дифференциальной форме; зависимости свойств СМ от термодинамических параметров p и t; геометрические параметры области течения. Уравнения могут быть решены как в размерной, так и безразмерной форме. Замкнутую систему этих уравнений с начальными и граничными условиями назовем математическими моделями первого вида (ММВ1).

Второй вид течения имеет место в реальных подшипниках. Хотя он и не устанавливает основную связь критерия оптимальности с параметрами ПС, однако через граничные условия оказывает существенное влияние на первый вид течения и работу подшипника. Математическое моделирование этого вида течения также опирается на основные законы сохранения, но ввиду сложности характера течения и вторичности их влияния на характеристики ПС эти законы применяются в конечной форме, с использованием результатов решений в области гидравлики. Как правило, эти уравнения используются при расчетах в размерной форме. Систему этих уравнений назовем математическими моделями второго вида (ММВ2).

Иногда уравнения, описывающие второй вид течения, например течение СМ в межподушечных каналах подшипников, могут быть включены непосредственно в ММ первого вида течения [8, 9]. Тогда ММВ1 усложняется, а ММВ2 упрощается. Таким образом, общая ММ ПС состоит из двух моделей — ММВ1 и ММВ2, описывающих два вида течения СМ. Возможны две формы численной реализации общей ММ:

1. Реализуется численно безразмерная модель первого вида течения — ММВ1. Проводится параметрический анализ, на основании которого составляется табличная функциональная зависимость безразмерного критерия оптимальности $\overline{P}$ и других характеристик от обобщенных безразмерных параметров. В дальнейшем эта зависимость используется при численной реализации основной ММ. На этом этапе задача решается в размерном виде с подключением ММВ2.

2. Напрямую численно реализуется общая ММ, включающая обе модели — ММВ1 и ММВ2. В этом случае в размерном виде, как правило, реализуется ММВ1.

Преимуществом первой формы является быстрая работа общей ММ, так как наиболее трудоемкая часть численной реализации ММВ1 может быть выполнена заранее в областях обобщенных параметров используемых ПС. Недостаток этой формы — ограниченность областей и сокращение числа параметров оптимизации ввиду пренебрежения мало значащими факторами (параметрами). Преимуществом второй формы численной реализации является отсутствие ограничения области параметров в пределах реальности ММ. Недостаток — значительное время расчетов, особенно при оптимизации ПС.

Рассмотрим первую форму численной реализации ММ применительно к упорным (осевым) ПС с самоустанавливающимися подушками. Поверочный расчет упорных ПС путем определения конструктивных параметров на основе опыта не позволяет полностью использовать возможности персональных компьютеров (ПК). Поэтому при проектировании необходимо поставить задачу и провести оптимизацию осевых ПС с использованием ПК. Проанализируем разные варианты исполнения упорных ПС и исходные данные к расчету, определим параметры, которые будут варьироваться или будут оставаться постоянными при оптимизации. Расчетная схема одностороннего осевого подшипника и варианты его конструктивных исполнений представлены на рис. 2 и в табл. 1.

Выбор варианта исполнения осевого ПС (см. табл. 1) остается за конструктором. При этом необходимо учесть, что наименьшие потери на трение обеспечивает односторонний подшипник (К2 = 0) с индивидуальным подводом смазочного материала (К1 = 0). При изменении способа подвода СМ в сторону увеличения признака К1 возрастают потери энергии на трение, но при этом увеличивается количество масла в самом подшипнике, а следовательно, и живучесть подшипника. Такая же зависимость от К1 остается при конструктивных исполнениях К2 = 1 и 2. Асимметричное исполнение осевого ПС (К2 = 2) позволяет несколько снизить потери энергии на трение по сравнению с симметричным исполнением (К2 = 1). Выбирать исполнение следует, исходя из характера осевой силы, действующей на ПС, и с учетом взаимозаменяемости их элементов. Ввиду независимости осевых сил, действующих на ПС в разных направлениях, оптимизацию подшипника можно выполнять для каждой стороны отдельно по аналогичному алгоритму.

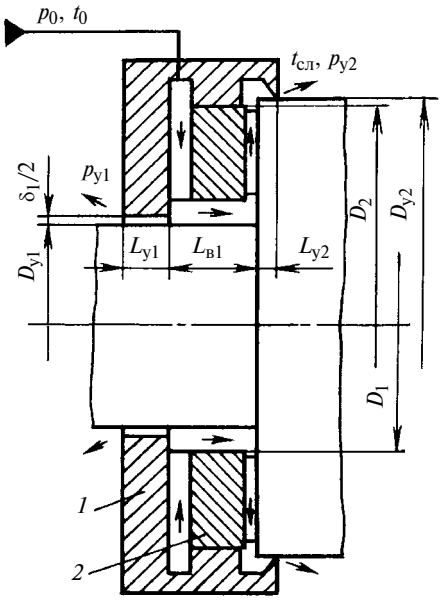
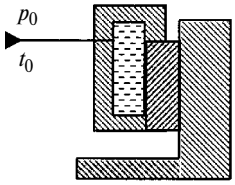
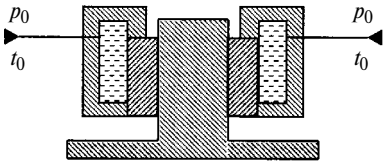
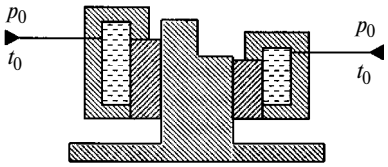
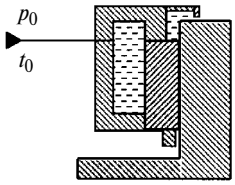
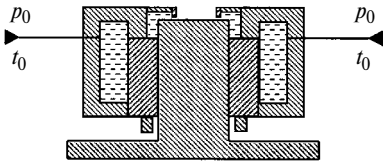
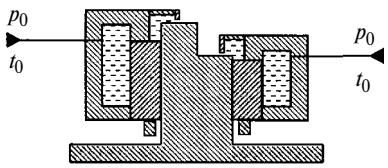
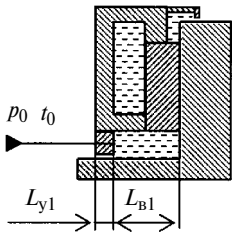
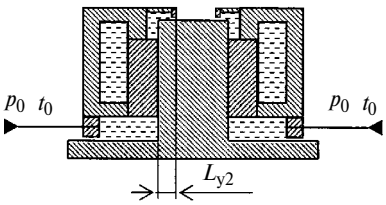
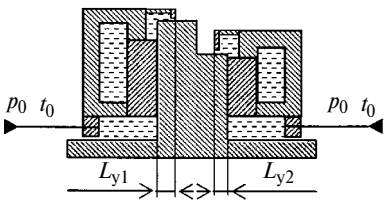
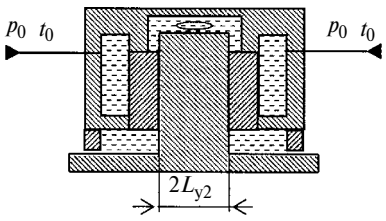
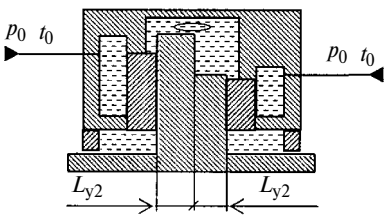


Рис. 2. Расчетная схема одностороннего подшипника: *1* — корпус; *2* — подшипник

Таблица 1

Подвод смазки	Конструктивное исполнение подшипника		
	односторонний, К2 = 0	двусторонний симметричный, К2 = 1	двусторонний несимметричный, К2 = 2
Индивидуальный, К1 = 0			
В межподушечный канал, К1 = 1			
По валу в межподушечный канал, К1 = 2			
С полным затоплением, К1 = 3	Вариант отсутствует		

В табл. 2 приведены исходные данные для расчета осевого ПС по табл. 1 при K2 = 0. Если K2 = 1 и 2, то дополнительно вводятся параметры, приведенные в пп. 11÷25 для нерабочей стороны осевого подшипника. Показано изменение параметров при оптимизации: знак "=" — параметр не изменяется, а знак "~" — параметр изменяется. Видно, что переменными являются восемь параметров (пп. 6, 7, 12÷15, 21, 25), остальные параметры остаются постоянными и определяются исходя из внешних условий, например характеристик компрессора. Из восьми параметров два — относительный эксцентриситет ε (п. 7) и зазор h_p под опорой качания (п. 25) — являются режимными, определяющими несущую способность P, минимальную толщину $h_{\min}$ смазочного слоя, максимальную температуру $t_{\max}$ и другие характеристики подшипника; остальные шесть являются конструктивными параметрами, подлежащими оптимизации, число которых можно уменьшить, учитывая, что диаметр вала (упорного диска) под уплотнением *2* однозначно зависит от наружного диаметра подушек: $D_{y2} = D_2 + \Delta D_{y2}$, где ΔD_{y2} — приращение диаметра D_2 на постоянную незначительную (2÷3 мм) величину, связанную с конструктивными требованиями. Увеличение приращения ΔD_{y2} приводит к увеличению потерь энергии на трение. Поэтому его выбирают наименьшим, исходя из радиуса скругления или фаски наружного диаметра упорного диска.

Таблица 2

Исходные данные к расчету осевого ПС

Номер	Наименование параметра	Варьируемость
1	Марка масла	=
2	Давление смазочного материала на входе p_0, МПа	=
3	Температура смазочного материала на входе t_0, °С	=
4	Температура смазочного материала на сливе $t_{сл}$, °С	=
5	Частота вращения ротора n_0, мин$^{-1}$	=
6	Суммарный осевой зазор h_s, мм	~
7	Относительный эксцентриситет ε	~
8	Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения или диафрагмы KD	=
9	Признак подвода смазки K1	=
10	Признак конструктивного исполнения K2	=
11	Внутренний диаметр подушек D_1, мм	=
12	Наружный диаметр подушек D_2, мм	~
13	Число подушек Z, шт.	~
14	Угол охвата подушки θ°	~
15	Относительное смещение θ_p точки опоры подушек (0,5÷0,6)	=~
16	Диаметр вала под уплотнением 1 D_{y1}, мм	=
17	Длина щелевого уплотнения 1 L_{y1}, мм	=
18	Длина свободного участка вала $L_{в1}$, мм	=
19	Диаметральный зазор уплотнения 1 δ_1, мм	=
20	Давление смазочного материала за уплотнением 1 p_1, МПа	=
21	Диаметр вала под уплотнением 2 L_{y2}, мм	~
22	Длина участка вала до уплотнения 2 L_{y2}, мм	=
23	Число гребней уплотнения 2 Z_{y2}, шт.	=
24	Давление смазочного материала за уплотнением 2 p_{y2}, МПа	=
25	Зазор под опорой качания подушек h, мм	~
26	Нагрузка осевая P_{oc}, Н	=

Параметры ε и h_p также взаимно связаны через конструктивный параметр — суммарный осевой зазор h_s: $\varepsilon = 2h_p/h_s$. Следовательно, только один из них является независимой переменной. Также следует отметить, что относительное смещение θ_p (п. 15) точки опоры подушек может варьироваться лишь в случае проектирования нереверсивного подшипника. Для реверсивного подшипника $\theta_p = 0{,}5$ и остается постоянным. На основании проведенного анализа задача оптимального проектирования осевого ПС математически формулируется следующим образом [10]:

определить переменные

$$h_p \text{ (или } h_s),\ D_2,\ Z,\ \theta,\ \theta_p,\ h_s, \tag{6}$$

при которых критерии оптимальности

$$\min D_2 = \\ = D_2(P_{oc},\ \max P_s = P_s(h_p,\ Z,\ \theta,\ \theta_p,\ h_s,\ \text{const})) \tag{7}$$

или

$$\max P_s = P_s(h_p,\ Z,\ \theta,\ \theta_p,\ h_s,\ \text{const}); \tag{8}$$

являются нелинейными функциями переменных. Они имеют минимальную (для D_2) или максимально возможную (для P_s) величину при условиях

$$h_p > h_2;\quad D_2 > D_1 > 0;\quad Z \geqslant 2;\quad \theta > 0; \\ 0{,}6 \geqslant \theta_p \geqslant 0{,}5;\quad h_s > 0 \tag{9}$$

и ограничениях

$$[h_2] - h_2(h_p,\ Z,\ \theta,\ \theta_p,\ h_s,\ \text{const}) \leqslant 0; \tag{10}$$

$$t_{\max}(h_p,\ Z,\ \theta,\ \theta_p,\ h_s,\ \text{const}) - [t_{\max}] \leqslant 0. \tag{11}$$

Далее рассмотрим оптимизацию одностороннего осевого ПС, при которой число переменных сокращается до пяти (h_p, D_2, Z, θ, θ_p), а для реверсивных подшипников ($\theta_p = 0{,}5$) — до четырех.

При решении данной задачи воспользуемся первой формой численной реализации — ММВ1. Тогда связи между критерием оптимальности и остальными параметрами устанавливаются на основании интегральных характеристик подшипника [5, с. 10]:

1) просуммировав несущие способности подушек и уточнив коэффициент несущей способности

согласно выражению $\bar{P} = \bar{P}_{\lambda=2}/\lambda$ [5, с. 12], определим несущую способность осевого ПС:

$$P = \frac{\mu_1 \omega R_{\text{ср}}^3 \theta^2 (R_2 - R_1) Z}{h_p^2} \frac{\bar{P}_{\lambda=2}}{2\lambda}, \qquad (12)$$

где Z — число подушек; $\bar{P}_{\lambda=2}$ — безразмерный коэффициент несущей способности подушки при $\lambda = 2$;

2) определим суммированием мощность, потребляемую подушками, исходя из потерь мощности отдельных подушек:

$$N = \frac{\mu_1 \omega^2 R_{\text{ср}}^3 \theta (R_2 - R_1) Z}{h_p} \bar{N}; \qquad (13)$$

3) определим расходы СМ через входные и выходные кромки единичной подушки

$$Q_{\varphi=0} = \omega R_{\text{ср}} h_p (R_2 - R_1) \bar{Q}_{\varphi=0};$$

$$Q_{\varphi=\theta} = \omega R_{\text{ср}} h_p (R_2 - R_1) \bar{Q}_{\varphi=\theta}; \qquad (14)$$

4) определим максимальную температуру в смазочном слое в размерном виде

$$t_{\max} = t_1 + \frac{\mu_1 \omega R_{\text{ср}}^2 \theta}{c\rho h_p^2} \bar{t}_{\max}; \qquad (15)$$

5) определим минимальную толщину смазочного слоя

$$h_{\min} = h_2 = h_p \bar{h}_2. \qquad (16)$$

Безразмерные коэффициенты:

$$\bar{P}_{\lambda=2} = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp}); \quad \bar{N} = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp});$$
$$\bar{Q}_{\varphi=0} = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp});$$
$$\bar{Q}_{\varphi=\theta} = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp}); \quad \bar{t}_{\max} = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp});$$
$$\bar{h}_2 = f(\bar{\theta}_p, \chi_{hp}), \qquad (17)$$

были определены путем численной реализации ММВ1 первого вида течения и используются в табличной форме. Как видим, эти коэффициенты зависят от двух обобщенных параметров: $\chi_{hp} = \beta\mu_1 \omega R_{\text{ср}}^2 \theta/(c\rho h_p^2)$, $\bar{\theta}_p = \theta_p/\theta$, интервалы изменения которых в таблицах составляют $0 \leqslant \chi_{hp} \leqslant 2{,}5$ и $0{,}5 \leqslant \bar{\theta}_p \leqslant 0{,}6$ и охватывают область применения осевых ПС в роторных компрессорах.

В формулы (12)—(17) входят как варьируемые при оптимизации, так и постоянные параметры, определяющие основные характеристики подшипника. Однако по ним нельзя определить температуру t_1 и, следовательно, вязкость μ_1 СМ на входе в смазочный слой подушки. При расчетах ПС важным является определение достоверной температуры t_1 СМ на входе в слой и длины межподушечного (маслоподводящего) канала [11, 15]. Эти факторы взаимосвязаны и непосредственно влияют на характеристики подшипников гидродинамического трения.

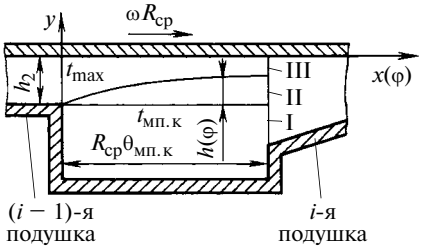


Рис. 3. Расчетная схема для определения температуры t_1 СМ на входе в смазочный слой и длины межподушечного канала

Пусть нагретый слой СМ толщиной h_2 (рис. 3) переносится через межподушечный канал на вход следующей подушки. Движущиеся частицы СМ испытывают холодный удар (аналогичный тепловому) со стороны СМ, находящегося в межподушечном канале, температура которого $t_{\text{мп.к}}$. Задачу можно свести к решению уравнения энергии [11, 15]

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\lambda_{\text{м}}}{V_\varphi c\rho} \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \qquad (18)$$

при граничных условиях: $x = 0$; $t = t_{\max}$; $y = 0$; $t = t_{\text{мп.к}}$; $y = h_2$; $\partial t/\partial y = 0$. Здесь $x = \varphi R_{\text{ср}}$, y — координаты вдоль и по нормали смазочного слоя; V_φ — скорость перемещения слоя; $t_{\max}$ — максимальная температура СМ; $h(\varphi)$ — глубина проникновения холодной волны; $\lambda_{\text{м}}$, c, ρ — коэффициенты теплопроводности, теплоемкости и плотность СМ.

Для приведения граничных и начальных условий к задаче Био [12] проведем замену переменных: $T(x, y) = t_{\max} - t$. Тогда граничные условия (18) примут вид:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\lambda_{\text{м}}}{V_\varphi c\rho} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \qquad (19)$$

при $x = 0$; $T = 0$; $y = 0$; $T = T_{\text{мп.к}}$; $y = h_2$; $\partial T/\partial y = 0$.

Так как задача (19) совпадает с рассмотренной задачей Био [12], воспользуемся полученными результатами и определим глубину проникновения холодной волны

$$h(\varphi) \approx 3{,}36 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{м}}}{c\rho V_\varphi} x}, \qquad (20)$$

что справедливо при $h(\varphi) \leqslant h_2$.

Таким образом, средняя температура t_1 СМ на входе в смазочный слой определяется тремя потоками (см. рис. 3): I — поток свежего СМ с температурой $t_{\text{мп.к}}$, примыкающий к неподвижной поверхности (подушке); II — слой СМ толщиной $h(\varphi)$ с температурой $t_{\text{ср}}$; III — поток СМ вблизи подвижной поверхности с температурой, равной $t_{\max}$ смазочного слоя.

По аналогии с уравнением М. Г. Хановича [13] можно записать уравнение смешения:

$$Q^{(i)}_{\varphi=0} t_1 = (Q^{(i)}_{\varphi=0} - Q^{(i-1)}_{\varphi=1} t_{\text{мп.к}} + \\ + BV_\varphi h(\varphi) t_{\text{ср}} + BU(h_2 - h(\varphi)) t_{\max}, \qquad (21)$$

где B — ширина (осевая протяженность канала); $Q^{(i)}_{\varphi=0}$, $Q^{(i-1)}_{\varphi=1}$ — расходы СМ на входе в i-й и выходе из $(i-1)$-го смазочного слоя подушки.

Распределение температуры по толщине $h(\varphi)$ слоя аппроксимируем параболой [11] $T = T_{\text{мп.к}} \times \times \left(1 - \frac{y}{h(\varphi)}\right)^2$.

Переходя к первоначальным переменным, определяем среднеинтегральную температуру этого слоя:

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{h(\varphi)} \int_0^{h(\varphi)} t\,\mathrm{d}y = t_{\max} - \frac{(t_{\max} - t_{\text{мп.к}})}{3} = \\ = t_{\text{мп.к}} + \frac{2}{3}(t_{\max} - t_{\text{мп.к}}).$$

Используя эту зависимость, после несложных преобразований из равенства (21) получаем формулу для расчета температуры t_1 СМ на входе в слой:

$$t_1 = t_{\text{мп.к}} + k_Q \left[t_{\max} \left(\frac{BUh_2}{Q_{\varphi=1}} + \frac{2}{3} \frac{BV_\varphi h(\varphi)}{Q_{\varphi=1}} - \frac{BUh(\varphi)}{Q_{\varphi=1}} \right) - \right. \\ \left. - t_{\text{мп.к}} \left(1 - \frac{1}{3} \frac{BV_\varphi h(\varphi)}{Q_{\varphi=1}} \right) \right], \qquad (22)$$

где $k_Q = Q^{(i-1)}_{\varphi=1} / Q^{(i)}_{\varphi=0}$.

Принимая $BUh_2/Q_{\varphi=1} \approx 1$, из уравнения (22) получаем более простую формулу

$$t_1 = t_{\text{мп.к}} + k_Q (t_{\max} - t_{\text{мп.к}}) \left(1 - \frac{1}{3} \frac{h(\varphi)}{h_2} \right). \qquad (23)$$

Из формулы (23) видно, что температура t_1 через глубину проникновения холодной волны $h(\varphi)$ [см. формулу (20)] зависит от длины межподушечного канала. Оптимальной будет длина канала, при которой волна успевает достичь подвижной поверхности (вала, упорного диска), т. е. $h(\varphi) = h_2$. Дело в том, что при увеличении длины канала (даже в несколько раз) ввиду большой теплоемкости подвижной поверхности дальнейшего эффективного охлаждения смазочного слоя не происходит, а несущая способность опоры уменьшается, так как уменьшается площадь опорной поверхности. При меньшей длине канала несущая способность подшипников ухудшается ввиду высокой температуры t_1 и повышенных потерь мощности на трение в смазочном слое вследствие увеличения рабочей площади. Последнее приводит к повышению температуры $t_{\text{мп.к}}$ в канале, а следовательно, уменьшению температурного напора, что также приводит к увеличению температуры t_1.

Для включения в ММВ2 уравнения (20) и (23) перепишем с учетом конкретной длины межподушечного канала:

$$h_{\text{мп.к}} = 3{,}36 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{м}} R_{\text{ср}} \theta_{\text{мп.к}}}{c\rho\omega R_{\text{ср}}}}; \qquad (24)$$

$$t_1 = t_{\text{мп.к}} + k_Q (t_{\max} - t_{\text{мп.к}}) \left(1 - \frac{h_{\text{мп.к}}}{3h_2} \right), \qquad (25)$$

где $h_{\text{мп.к}}$ — глубина проникновения холодной волны в слой горячего СМ при его переносе через межподушечный канал; $\theta_{\text{мп.к}}$ — угловая протяженность межподушечного канала.

Температуру $t_{\text{мп.к}}$ можно определить из уравнения теплового баланса:

$$c\rho Q(t_{\text{мп.к}} - t_0) = \Sigma N_i, \qquad (26)$$

где Q — расход СМ через рассчитываемый подшипник; N_i — затраты мощности на трение на участках течения СМ до и в межподушечном канале.

При индивидуальном подводе СМ (вариант К1 = 0, табл. 1) $\Sigma N_i = 0$ и из уравнения (26) имеем $t_{\text{мп.к}} = t_0$. При К1 = 1 затраты мощности на трение $\Sigma N_i = N_{\text{мп.к}}$, а при К1 = 2 и 3 имеются дополнительные затраты, обусловленные трением СМ о вращающийся вал на участке $L_{\text{в1}}$ (см. рис. 2). Для первоначального расчета принимаем $t_{\text{мп.к}} = t_0 + + (t_{\text{сл}} - t_0)/5$, а затем при расчетах уточняем эту величину.

Для определения затрат мощности на трение жидкости о вращающиеся поверхности вала, свободные участки упорного диска, т. е. "дисковых потерь", воспользуемся достаточно универсальной формулой [11, 15]

$$N_{\text{д}} = 0{,}664\rho(\omega R_{\text{д}})^3 LB/\sqrt{\text{Re}}, \qquad (27)$$

где L, B — длины участка контакта СМ с поверхностью вала, диска по направлению скольжения и поперек него; $\text{Re} = \omega R_{\text{д}} L\rho/\mu(t)$ — число Рейнольдса для расчетного участка. Таким образом, связи между критерием оптимальности и остальными параметрами определяются уравнениями (12)—(17) и

(24)—(27), которые являются ММ одностороннего осевого подшипника. Уравнения (12)—(17) — результаты решения ММВ1, уравнения (24)—(27) — ММВ2.

Для разработки алгоритма оптимизации осевого подшипника рассмотрим пределы изменения переменных оптимизации и поведение критерия оптимальности в зависимости от этих переменных. Разделим параметры на дискретные и непрерывные [10, с. 22]. В данном случае дискретным параметром будет число Z подушек в упорном подшипнике, остальные параметры могут непрерывно меняться. Так как дискретный параметр Z — единственный и принимаемые им значения достаточно ограничены, то согласно формулам (6)—(11) для набора значений Z_i следует определить: $\min D_2 = D_2(P_{oc}, \max P_s = P_s(h_p, Z_i, \theta, \theta_p, h_s, \text{const}))$ или $\max P_s = P_s(h_p, Z_i, \theta, \theta_p, h_s, \text{const})$.

Вначале определим пределы изменения значений Z. Минимально возможное число подушек $Z = 1$, однако с точки зрения конструкции с целью исключения возникновения момента от взаимодействия осевой силы ротора и несущей способности число подушек необходимо увеличить до $Z = 2$, причем подушки должны располагаться на одинаковом расстоянии и симметрично относительно оси. Обзор конструкций осевых подшипников роторных компрессоров показал, что для ПС с неподвижными подушками $Z < 12$, а для ПС с самоустанавливающимися подушками $Z = 6 \div 10$. Причем в разъемных упорных подшипниках желательно иметь четное число подушек с равномерным расположением их в каждой половине.

Таким образом, при заданном D_2 (случай, часто встречающийся при реконструкциях) и Z_i для одностороннего реверсивного осевого подшипника остаются следующие варьируемые параметры:

$$\max P_s = P_s(h_p, \theta, \text{const}). \qquad (28)$$

Проведенные при оптимизации осевого подшипника одной из турбин АО "Оргсинтез" (г. Казань) численные исследования показали, что целевая функция P_s (несущая способность подшипника) приблизительно обратно пропорциональна квадрату зазора h_p. Аналогична зависимость P_s от минимальной толщины h_2 смазочного слоя. Причем эта зависимость — монотонная и максимальное значение P_s всегда достигается при $h_2 = [h_2]$, т. е. на границе области изменений. Поэтому параметры h_p и h_2 взаимозависимы, а $h_2 = [h_2]$ в уравнениях (6)—(11) является ограничивающим фактором. Следовательно, для условия (28) можно рассматривать оптимизацию осевого подшипника по конструктивному параметру θ, т. е. углу охвата подушки. Целевая функция P_s в зависимости от угла θ при различных заданных ограничениях $[h_2]$ и $[t_{max}]$ представлена на рис. 4. Как видно из графиков, если

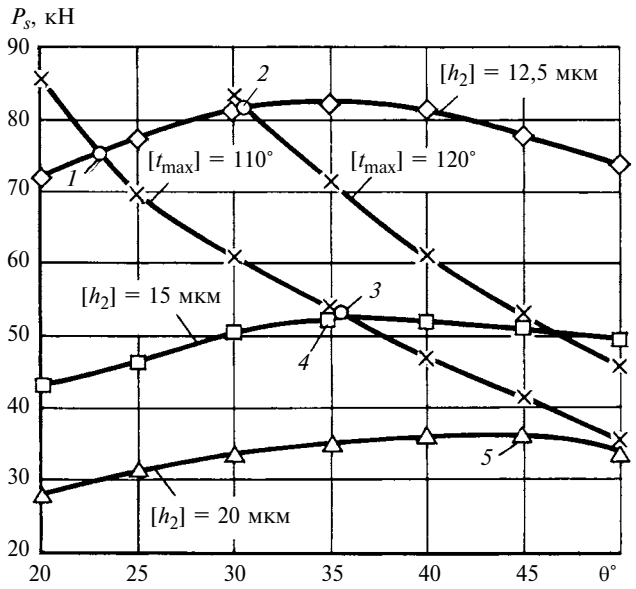


Рис. 4. Зависимости P_s от угла θ при $Z = 6$ и различных значениях $[h_2]$ и $[t_{max}]$

ограничивающим фактором является только $[h_2]$, то оптимальное значение θ изменяется от 35 до 45° в зависимости от $[h_2] = 12{,}5$ мкм и $[h_2] = 20$ мкм, причем меньшим значениям $[h_2]$ соответствуют и меньшие значения угла θ. Если ограничивающим фактором является $[t_{max}]$, то целевая функция P_s при увеличении θ монотонно уменьшается. Влияние температурного фактора становится существенным для высокоскоростных подшипников и для них более благоприятно уменьшение угла охвата подушки.

Общим недостатком осевых подшипников фирмы "Кенигсбери" являются большие углы охвата подушек и малые углы охвата межподушечных каналов, поэтому они плохо работают при больших скоростях скольжения и имеют высокую температуру. Так, штатный подшипник типа Кенигсбери турбины К-011 АО "Оргсинтез" с углом охвата $\theta = 50°$ ($Z = 6$) имел высокую температуру и часто выходил из строя в результате подплавления баббитового слоя. Оптимизационные расчеты с учетом обоих ограничений $[h_2]$ и $[t_{max}]$ показали (см. рис. 4), что если в качестве ограничений принять $[h_2] = 15$ мкм и $[t_{max}] = 110$ °С, то оптимальный угол охвата подушки составит $\theta = 35°$. Подшипник, сконструированный с учетом этих факторов оптимизации, после 85 тыс. ч оставался работоспособным (рис. 5, см. 4-ю стр. вкладки). Из рис. 4 также видно, что максимума несущей способности подшипник может достичь в зависимости от величины ограничений как на линиях пересечения ограничений $[h_2]$, $[t_{max}]$ (точки *1*, *2*, *3*), так и на линии ограничения $[h_2]$ (точки *4*, *5*). Поэтому для выбора значений ограничений $[h_2]$, $[t_{max}]$ и определения

оптимального значения θ требуется анализ полученных материалов и желательна работа программы в режиме диалога.

В случае поиска минимума D_2 по уравнению (7) необходимо проанализировать взаимную связь D_2 и P_s. Как видно из формулы (12), эта связь является монотонной и, как следствие, оптимум достигается на границе области. В осевых подшипниках отношение $D_2/D_1 > 2$ встречается редко, а минимальное значение $D_2/D_1 = 1$, причем при $D_2 = D_1$ подшипник "вырождается", т. е. подушки должны иметь нулевую ширину, что физически невозможно. Поэтому можно принять $D_2/D_1 = 1{,}2 \div 2$, что позволяет определять характеристики подшипника при нескольких заданных значениях этого отношения.

Учитывая изложенное, можно предложить алгоритм оптимизации упорного подшипника, основанный на полном переборе параметров оптимизации на равномерной сетке [10]. Алгоритм включает два блока: первый — начало работы программы; второй — ввод исходных данных, число которых определяется перебором параметров оптимизации и набором их значений.

При поиске минимума D_2 целевая функция заменена абсолютным значением разности (можно взять ее квадрат) заданной осевой силы $P_{\text{ос}}$ и несущей способности P_s подшипника, что позволяет найти наиболее близкое к $P_{\text{ос}}$ значение P_s. Для удобства пользования программой процесс минимизации по D_2 осуществлен во внешнем цикле. После нахождения оптимальных значений параметров осуществляется вывод на дисплей, а при необходимости и на печать всех характеристик подшипника при оптимальных и соседних значениях конструктивных параметров. При необходимости уточнения полученных данных в диалоговом режиме проводится повторный расчет при новом наборе исходных значений параметров оптимизации.

Могут быть использованы более быстрые алгоритмы. Однако представленный алгоритм является надежным и позволяет найти глобальные оптимальные параметры подшипника. Возможна также организация работы данного алгоритма в диалоговом режиме путем графического представления расчетных данных по каждому параметру оптимизации (аналогично рис. 4). При такой организации поиска оптимальных решений увеличивается наглядность процесса, возникает возможность анализа поведения целевой функции и вмешательства оператора в процесс поиска. Однако это приводит к увеличению времени выполнения работ и требует от оператора большого опыта в расчете подшипниковых узлов.

Для оптимизации двусторонних осевых подшипников необходимо проанализировать поведение осевой силы в зависимости от времени:

если осевая сила в основном стационарна по времени и изменяется в течение короткого времени — при пуске и остановке (в большинстве роторных компрессоров это именно так), то возможна оптимизация рабочей и нерабочей сторон ПС раздельно по рассмотренному алгоритму;

выбор осевой силы для нерабочей стороны ПС и его конструктивных особенностей остается за конструктором. В частности, если осевая сила для нерабочей стороны принимается равной основной силе, то подшипник получается симметричным, остается лишь определить суммарный осевой зазор по проверенным практикой формулам [15].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Stribeck R.** Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, VDI-Zeitschrift, 46, 1341, 1432, 1463 (1902).
2. **Hersey M. D.** Theory and Research in Lubrication. Wiley. New York, 1966. P. 34.
3. **Чернявский С. А.** Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963. 244 с.
4. **Львовский П. Г.** Справочное руководство механика металлургического завода. Свердловск: Металлургиздат, 1962. 112 с.
5. **Хадиев М. Б.** Исследование и расчет гидродинамических упорных подшипников с неподвижными подушками: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1979. 20 с. Машинопись.
6. **Ямпольский С. Л.** Экспериментальные исследования работоспособности и надежности упорных подшипников турбоагрегатов: Автореф. ... дис. канд. техн. наук. Калуга, 1966. 26 с. Машинопись.
7. **Матвеевский Р. М., Буяновский И. А., Лазовская О. В.** Исследования температурных пределов защитных свойств смазочных слоев при трении // Сб. АН СССР. Износостойкость. М.: Наука, 1975. С. 51—75.
8. **Максимов В. А., Хадиев М. Б., Федотов Е. М.** Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 39—45.
9. **Хадиев М. Б.** Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников турбомашин: Монография. Казань: Казанский ГТУ, 2001. 96 с.
10. **Геминтерн В. И., Каган Б. М.** Методы оптимального проектирования. М.: Энергия, 1980. 160 с.
11. **Максимов В. А., Хадиев М. Б.** Расчет опор скольжения гидродинамического трения с учетом тепловых эффектов // Вакуумная техника и технология. Сморгонь: Изд-во АН Беларуси, 1993. Т. 3. № 3—4. С. 55—58.
12. **Био М.** Вариационные принципы в теории теплообмена. М.: Энергия, 1975. 208 с.
13. **Ханович М. Г.** Опоры жидкостного трения и комбинированные. М.: Машгиз, 1960. 272 с.
14. **Яновский М. И.** Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947. 647 с.
15. **Максимов В. А., Баткис Г. С.** Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. Казань: Фэн, 1998. 430 с.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.039.524.44

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, Е. П. ОСИПОВА, В. Н. ПУЧКОВ, кандидаты технических наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), mail: drozdov@mash.ac/ru,
В. В. МАКАРОВ, А. В. АФАНАСЬЕВ, кандидаты технических наук, И. В. МАТВИЕНКО (ОКБ "Гидропресс"), e-mail: makarov@grpress.podolsk.ru

Экспериментальные исследования динамики изнашивания фрагментов нижней части тепловыделяющей сборки с незакрепленными твэлами

Представлены методика и результаты исследований динамических характеристик и износа твэлов без крепления в нижней опорной решетке. Определены собственные частоты колебаний и динамическая жесткость твэлов в разных конструкциях нижних пролетов. Исследован вибрационный износ узлов контакта твэлов с ячейками дистационирующих решеток.

Ключевые слова: тепловыделяющая сборка, твэл, дистанционирующая решетка, динамические характеристики.

The technique and investigation results of dynamic characteristics and wear of fuel rods without its clamping in the bottom support grid have been presented. The eigenfrequencies and dynamic stiffness of the fuel rods in different designs of the lower bays have been determined. The vibratory wear of nodes of the fuel rods contact with fuel cells of the spacer grids has been investigated.

Keywords: fuel assembly, fuel rod, spacer grid, dynamic characteristics.

В конце 1990-х и начале 2000-х годов на двух энергоблоках АЭС с ВВЭР-1000 были отмечены случаи потери фиксации твэлов в нижней опорной решетке (НР), что вызвало износ нижних заглушек твэлов. В этих узлах крепления твэлов в НР применялось соединение "ласточкин хвост". Для усиления продольной фиксации твэлов узел был модифицирован — выполнена коническая проточка на нижней заглушке твэла. Также был разработан ряд конструкций тепловыделяющих сборок (ТВС) с цанговыми узлами крепления и без продольной фиксации твэлов.

Узел без продольной фиксации твэла имеет ряд преимуществ перед узлами с креплением твэлов в НР: снижаются нагрузки на каркас при термомеханическом удлинении (укорочении) твэлов; сокращается число технологических операций при изготовлении заглушек твэлов; упрощается процесс сборки ТВС. Вместе с тем отсутствие опоры в НР может привести к снижению динамической жесткости нижних пролетов твэлов и усилению вибрации при изменении давления и скорости теплоносителя, вследствие чего возрастает опасность износа твэлов в узлах контакта с дистанционирующими решетками (ДР). Поэтому при разработке конструкции ТВС без крепления твэлов в НР следует избегать существенного снижения динамической жесткости твэлов.

В ОКБ "Гидропресс" на полномасштабном макете ТВС-2006 были экспериментально определены значения динамических характеристик (собственных частот и динамической жесткости) твэлов с креплением в НР и без него. В ходе ускоренных (при повышенных нагрузках) ресурсных вибрационных испытаний фрагментов нижней части ТВС получены сравнительные характеристики скорости изнашивания в контакте твэлов с ячейками ДР для конструкций без крепления и с креплением твэлов в НР.

Исследования динамических характеристик твэлов

Динамические характеристики твэлов (собственные частоты и динамическую жесткость) исследовали на макете, установленном вертикально, на воздухе при температуре 20 ± 3 °С. Были определены характеристики девяти периферийных твэлов в трех нижних пролетах. Твэлы были зафиксированы в НР и смещены вверх от исходного положения на 25, 50, 75 и 100 мм (без фиксации в НР).

При определении собственных частот вибрацию твэлов возбуждали постукиванием (через динамометр) ударным молотком по ДР1 и ДР2. Исследуемый диапазон частот составил в нижнем пролете до 3,2 кГц, во втором и третьем пролетах до 800 Гц.

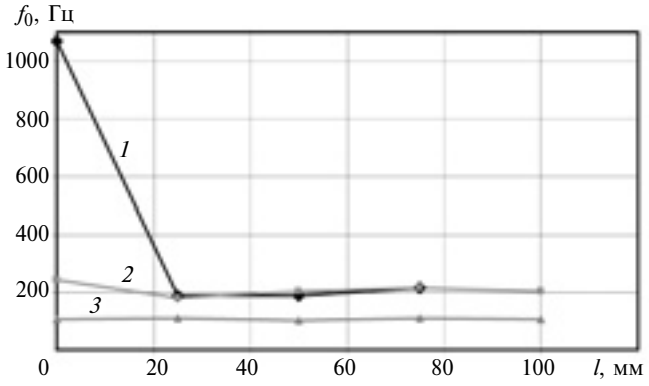


Рис. 1. Зависимости собственных частот *f* твэлов от их смещения *l* вверх для первого (*1*), второго (*2*) и третьего (*3*) пролетов

Средняя собственная частота твэлов, установленных в НР (нижний пролет), превышала 1 кГц, во втором пролете она составляла 243 Гц, в третьем — 107 Гц (рис. 1). После смещения вверх на 25 мм наименьшая частота всех твэлов в нижнем пролете в среднем составила 185 Гц, средняя частота во втором пролете снизилась до 180 Гц, т. е. стала близкой к частоте в нижнем пролете. Это позволило предположить, что два нижних пролета ведут себя как двухопорная балка с консольным концом. У некоторых твэлов в нижнем пролете наблюдалась еще одна частота — 270÷295 Гц, которая, возможно, соответствует колебаниям балки с другими граничными условиями.

Частоты колебаний твэлов в третьем пролете по мере извлечения их из НР практически не изменялись (см. рис. 1). В некоторых из этих твэлов возбуждались колебания с частотами около 200 Гц, характерными для второго пролета, но с амплитудой, на порядок меньшей амплитуды гармоник, характерных для третьего пролета. Таким образом, колебания каждого пролета в соседние пролеты передаются слабо. Подобная картина наблюдалась и в ранее проведенных испытаниях на макетах ТВС и модели одиночного твэла.

При смещении вверх более 25 мм увеличение средней частоты твэлов в двух нижних пролетах не является статистически значимым с учетом случайного разброса результатов. Средняя частота в третьем пролете при смещении твэла вверх практически не менялась и находилась в диапазоне 102÷108 Гц.

Методика определения динамической жесткости твэлов состояла в следующем. Твэлы в середине пролета соединяли через динамометр с электродинамическим вибростендом, возбуждавшим гармонические колебания середины пролета с плавно изменяющейся частотой и поддержанием амплитуды виброперемещений на постоянном уровне — 10÷30 мкм.

При развертке частоты наблюдалось снижение динамической жесткости твэлов в несколько раз на частотах, близких или несколько меньших собственных частот твэлов в этом пролете. Эффект снижения резонансных частот по сравнению с собственными вызван, по-видимому, различными условиями закрепления твэла в ДР при ударном возбуждении и возбуждении гармонической нагрузкой. При ударном возбуждении амплитуда колебаний твэла ниже, чем при гармоническом возбуждении, а жесткость ячейки при повороте твэла снижается с увеличением угла поворота и, соответственно, амплитуды колебаний.

Исследованиями было установлено, что отсутствие опоры в НР снижает собственные частоты и динамическую жесткость твэлов в нижнем пролете в несколько раз, во втором пролете — на десятки процентов и не влияет на динамические характеристики твэлов третьего пролета. При изменении длины консольного участка твэла ниже ДР1 в пределах от 0 до 75 мм изменение динамических характеристик во всех пролетах сопоставимо с погрешностью их определения.

Ресурсные вибрационные испытания фрагментов нижней части ТВС

Сравнительным ускоренным ресурсным вибрационным испытаниям подвергали фрагменты нижней части ТВС существующей (с креплением в НР) и перспективной (без крепления) конструкций. Фрагменты нижней части ТВС (рис. 2) включали в себя имитатор твэла, три или четыре ячейки ДР, а также имитатор НР у моделей с установкой твэла в НР. Имитатор твэла представлял собой фрагмент оболочки с нижней заглушкой, заполненный свинцовыми имитаторами топливных таблеток для моделирования удельной массы твэла. Свинцовые таблетки поджимались верхней заглушкой, соединенной сваркой с оболочкой.

Проводили испытания фрагментов нижней части ТВС четырех конструктивных исполнений. Фрагменты исполнений 1 и 2 не закреплялись в НР и имели длину консольного участка ниже ДР1 соответственно 45 и 55 мм. Консольный участок длиной 45 мм имел твэл в штатном положении, длина 55 мм консольного участка соответствовала крайнему нижнему положению твэла. Во фрагменте исполнения 3 твэл устанавливали в НР без продольной фиксации. Во фрагменте исполнения 4 использовали образцы, прошедшие испытания при проведении работ по ТВС-2М и имевшие цанговые узлы крепления в НР.

При испытаниях модели нагружали инерционными нагрузками, существенно превышавшими реакторные, с целью получения за приемлемое вре-

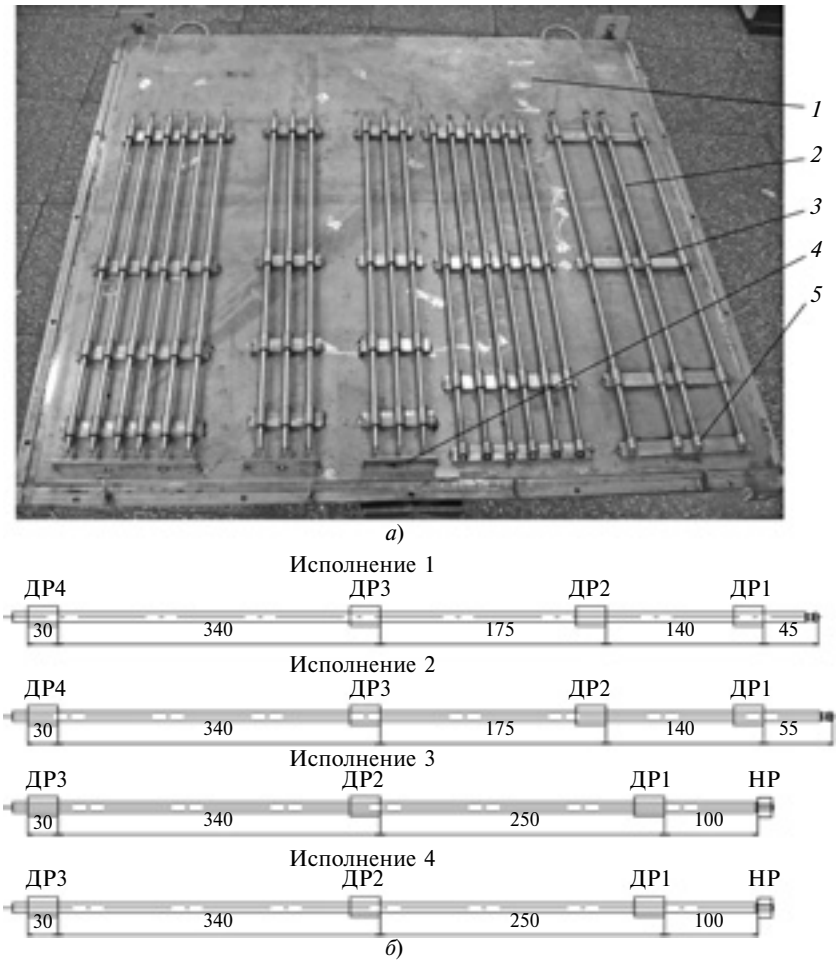


Рис. 2. Модель (*а*) фрагментов твэлов нижней части ТВС для вибрационных испытаний и исполнения фрагментов (*б*):
1 — плита; *2* — имитатор твэла; *3* — втулка с ячейкой ДР; *4* — упор; *5* — имитатор НР

мя значительного износа. Испытания модели проводили в стоячей воде при температуре 20 ± 3 °С на установке. Твэлы в модели устанавливали вертикально, вибрационную нагрузку прикладывали в горизонтальном направлении (рис. 3). Испытания проводили в четыре этапа. После каждого этапа

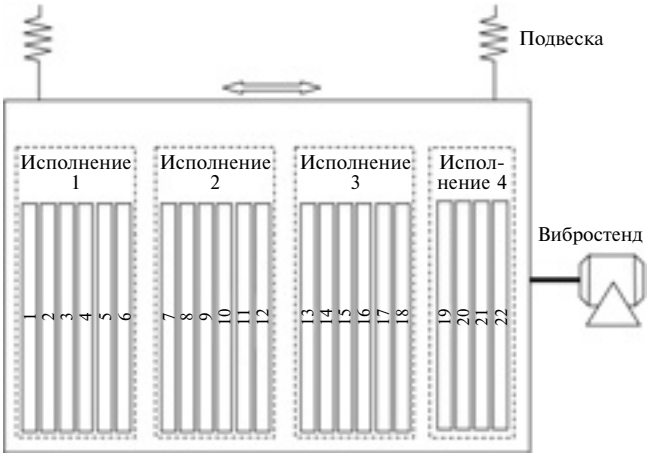


Рис. 3. Схема приложения вибрации

продолжительностью 50 ч контролировали зазоры в узлах контакта твэлов с ячейками и осуществляли выборочное (по окончании последнего этапа — 100 %-ное) профилометрирование зон контакта лазерным профилометром. Частота вибрации составляла 16,5 Гц (оборотная частота главного циркуляционного насоса ВВЭР-1000), амплитуда ускорения моделей — до 21 м/с^2, что на порядок выше уровня, измеренного на энергоблоках при пусконаладочных работах.

Под воздействием вибрационных нагрузок в зоне контакта происходил износ оболочек твэлов и ячеек ДР. Профиль изношенного участка оболочки твэла повторяет профиль пуклевки ячейки (рис. 4, см. 1-ю стр. вкладки).

В результате исследований были получены кривые изнашивания (зависимости глубины износа оболочек твэлов и ячеек ДР от числа циклов нагружения) для образцов без крепления твэлов, а также дополнены и уточнены кривые изнашивания для образцов с креплением в НР, полученные ранее при исследованиях ТВС-2М. Результаты проведенных ускоренных испытаний: износ оболочек наблюдался в 141 из 222 (64 %) узлов контакта твэлов с пуклевками; максимальная глубина износа составила 0,34 мм. Следует отметить, что в некоторых случаях значения износа под разными пуклями одной ячейки существенно отличались. Также отмечены случаи, когда износ наблюдался только под одной или двумя пуклями. Наибольшее число контактов с износом отмечено под ДР, ограничивающими пролет длиной 340 мм.

Таким образом, даже при отсутствии закрепления твэлов в НР износ их оболочек в нижних пролетах значительно меньше, чем в средних пролетах ТВС длиной 340 мм. При этом динамическая жесткость и собственные частоты консольных концов твэлов в нижнем пролете, а также степень повреждения оболочек твэлов и ячеек ДР практически не зависят от длины консольных концов. Учитывая, что вибрационные нагрузки, действовавшие на образцы при испытаниях, значительно превышали нагрузки при пусконаладочных измерениях на энергоблоках, а также положительный опыт эксплуатации ТВС с пролетами по 340 мм, можно сделать вывод о вибропрочности конструкции ТВС без закрепления твэлов в НР с длиной консольной части от 0 до 100 мм.

УДК 621.039.534

А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), Т. А. БОКОВА, О. О. НОВОЖИЛОВА, кандидаты технических наук, М. В. ЯРМОНОВ, К. А. МАХОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. А. Алексеева), e-mail: ast@nntu.nnov.ru

Триботехнические исследования зон контакта в среде свинцового и свинец-висмутового теплоносителей

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований триботехнических характеристик контактных пар в среде тяжелых жидкометаллических теплоносителей.

Ключевые слова: тяжелый жидкометаллический теплоноситель, контактный слой, конструкционный материал, замораживание, материаловедческий анализ.

The results of analytical and experimental study of tribological characteristics of the contact pairs in a medium of heavy liquid-metal heat carriers are presented.

Keywords: heavy liquid-metal heat carrier, contact layer, structural material, freezing, material authority analysis.

Принятое правительством Российской Федерации решение о развитии инновационных ядерных реакторов на быстрых нейтронах, охлаждаемых свинец-висмутовым (СВБР) и свинцовым (БРЕСТ) теплоносителями, инициирует исследования в области триботехники зон контакта в среде тяжелых жидкометаллических теплоносителей (ТЖМТ). Эти исследования необходимы для обоснования проектных и эксплуатационных решений по оборудованию реакторных контуров.

Ввиду сложности и многообразия процессов трения, изнашивания и смазочного действия в зоне контакта в среде ТЖМТ основным методом исследования триботехнических характеристик является проведение экспериментов в условиях, максимально приближенных к реальным условиям работы реакторных контуров.

Особенностями работы в среде свинцового и свинец-висмутового теплоносителей реакторных контуров являются [1]: высокие температуры (до 550÷600 °С), исключающие применение традиционных смазочных материалов; не смачиваемость стальных поверхностей с защитными оксидными покрытиями; небольшая вязкость ЖМТ, не позволяющая рассматривать их как смазочную среду; теплофизические характеристики, обеспечивающие интенсивный теплоотвод из зон контакта; небольшая растворимость основных примесей, прежде всего соединений кислорода и компонентов конструкционных материалов в этих теплоносителях; агрегирование (объединение) частиц примесей в объеме теплоносителя, их концентрация в пристенных областях и на свободных поверхностях. Концентрация дисперсных частиц в пристенных областях может изменять физические свойства ЖМТ, придавая им свойства неньютоновских жидкостей, а также изменять смазочные характеристики зон контакта и др.

Триботехнические характеристики зон контакта в среде ТЖМТ в Нижегородском ГТУ наряду с другими методами исследовали и методом экспресс-замораживания, который заключается в быстром (порядка 1 с) замораживании установившегося в течение десятка часов потока жидкого металла в трубопроводе экспериментального участка с температурой 400÷500 °С. После замораживания участок застывшего теплоносителя вместе с трубой вырезали из стенда для исследования зоны контакта теплоносителя и стенки. Состояние зоны контакта сохранялось близким к состоянию потока теплоносителя в отличие от условий традиционных исследований.

Серию исследований триботехнических характеристик в среде свинцового теплоносителя проводили на циркуляционном стенде (рис. 1) при условиях: температура 450 °С; содержание термодинамически активного кислорода в свинце на линии насыщения; средняя скорость потока свинца 0,5 и 1 м/с в трубе ∅14 × 2 мм из стали 08Х18Н10Т; из-

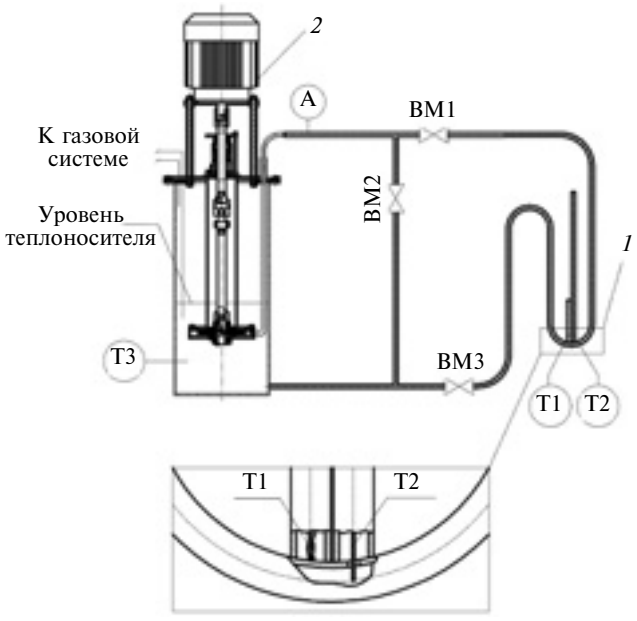


Рис. 1. Схема экспериментального стенда 2009-ПО:
1 — экспериментальный участок (участок замораживания); *2* — насос

Образец	Ra, мкм	Rz, мкм	$\frac{Ra^i - Ra^I}{Ra^I}$ 100, %	$\frac{Rz^i - Rz^I}{Rz^I}$ 100, %
1	0,876	4,949	—	—
2	0,931	4,931	5,6	0,4
3	2,764	12,618	213	155
4	2,754	13,448	213	271
5	4,7166	20,491	436	323

менение температуры от 450 до 120 °С/с, время прокачки свинца через экспериментальный участок 100 ч.

Температуру на экспериментальном участке контролировали с помощью микротермопар (см. рис. 1, Т1 и Т2), подключенных к автоматизированной системе сбора и обработки экспериментальных данных.

На рис. 2 показаны исследованные: контрольный образец *1* в состоянии поставки (не участвовавший в эксперименте); образец *2* после выдержки в среде атмосферного воздуха при $T = 550$ °С в течение 100 ч; образец *3*, выдержанный в расплаве свинца после циркуляции при $T = 550$ °С в течение 100 ч; образец *4* — ответная образцу *3* поверхность застывшего свинца; образец *5* циркуляционного контура стенда после дренирования теплоносителя. Результаты исследования приведены в таблице.

На рис. 3 показан шлиф поперечного сечения пристенного слоя "замороженного" потока свинца с примесями. Толщина слоя примесей составила от ~80 до ~400 мкм. В глубине "замороженного" потока свинца частицы и образования примесей практически отсутствуют.

Микротвердость образцов в поперечном сечении изменялась от микротвердости стали 08Х18Н10Т (2300÷2800 МПа) в приповерхностной области до микротвердости слоя примесей (500÷1300 МПа), пропитанных свинцом, и микротвердости чистого свинца (100÷600 МПа) (рис. 4). Пристенный слой имеет микротвердость самого теплоносителя. В некоторых образцах слой примесей был отделен от пристенного слоя слоем чистого свинца.

В образце экспериментального участка после экспресс-замораживания свинец легко отделялся от стальной стенки. После разделения на внутренней поверхности стенки (рис. 5, *а*) и внешней поверхности свинца (рис. 5, *б*) имелись слои примесей переменной толщины, пропитанные свинцом. Профилограммы внутренней поверхности участка стальной трубы (рис. 6, *а*) и наружной поверхности слитка свинца (рис. 6, *б*) совпадают или достаточно близки.

В пристенном слое свинца (рис. 7) наблюдалось образование частиц примесей неправильной фор-

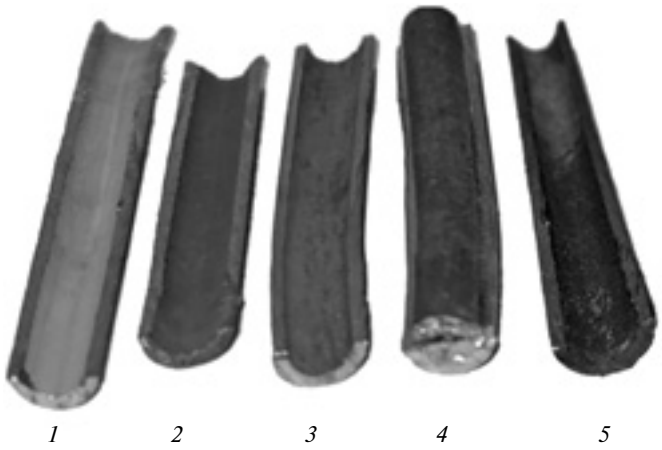


Рис. 2. Исследованные образцы

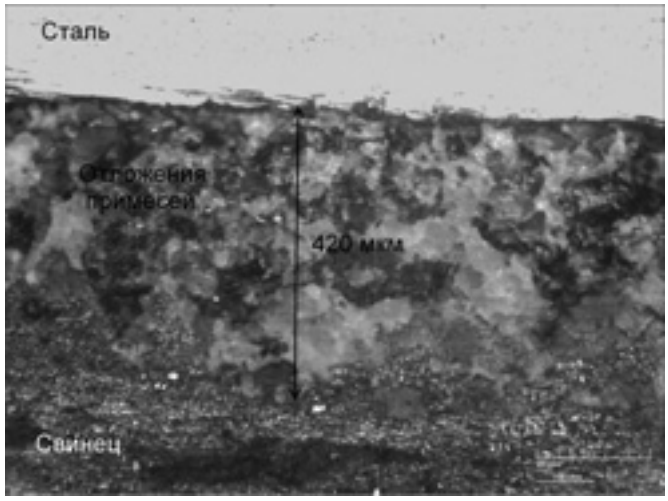


Рис. 3. Шлиф поперечного сечения пристенной области "сталь — ТЖМТ"

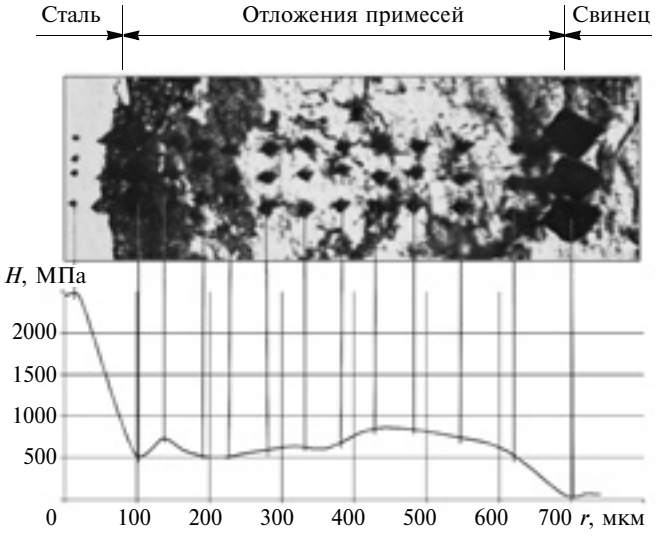


Рис. 4. Результаты измерения микротвердости пристенной области

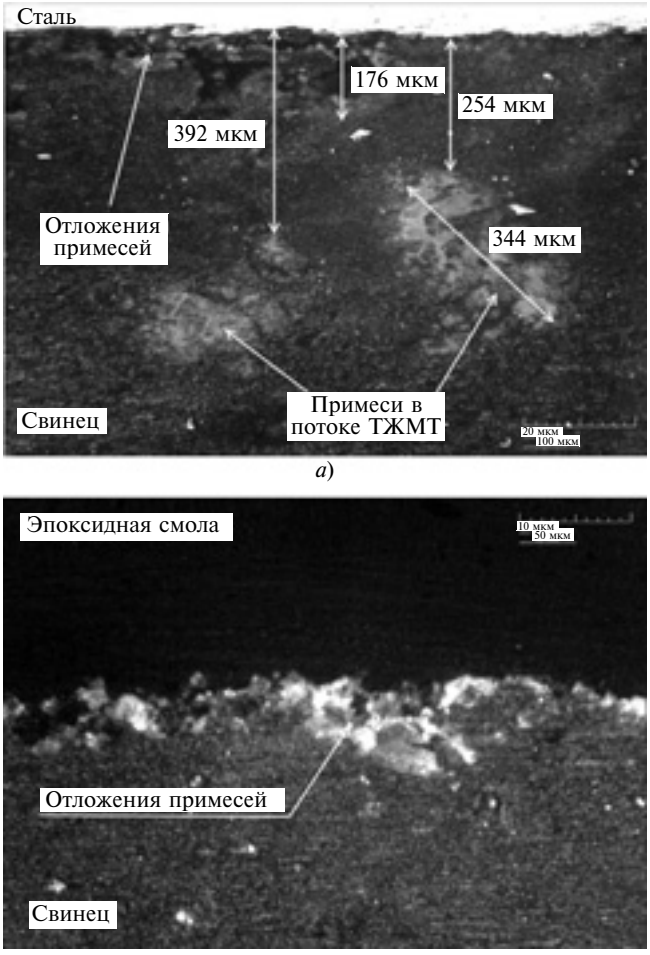


Рис. 5. Шлифы пристенной области после отделения застывшего теплоносителя от конструкционного материала:
а — внутренняя поверхность конструкционного материала; *б* — внешняя поверхность застывшего свинца

мы размером от 1 до 50 мкм, а также газовых пузырьков и газовых полостей (рис. 8), образовавшихся возможно из этих пузырьков при экспресс-замораживании потока свинца. Можно предположить, что замороженный свинец легко отделяется от внутренней поверхности стальной трубы по этим пузырькам и полостям, не смачиваемым теплоносителем. Другие эксперименты авторов показали, что свинец или свинец-висмут, смочившие участок стальной поверхности, отделяются от нее с большим трудом и то механически, например соскабливанием.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что пристенная область свинцового теплоносителя в рассматриваемых условиях представляет собой дисперсную систему, состоящую из частиц размером до 1 мкм (высокодисперсная фаза), не фиксируемых микроскопом, и частиц размером до 50 мкм (грубодисперсная фаза), т. е. эту систему можно рассматривать как грубо- и высокодисперсную.

По агрегатному состоянию, по мнению авторов, пристенный слой ТЖМТ представляет собой дисперсную среду (теплоноситель), содержащую твердую (т/ж) или газовую (парогазовую) (г/ж) фазу, по структуре — это свободнодисперсные системы. Межфазное состояние дисперсных систем в пристенных областях ТЖМТ существенно зависит как от состава и физико-химических свойств образованных примесей, так и от режимных условий (температуры) контура, в которых они находятся. Факт самопроизвольного диспергирования в таких системах экспериментально не зафиксирован, поэтому их можно считать лиотропными, но лиофилизированными в той или иной степени.

Образование дисперсных систем в пристенном слое потока ТЖМТ возможно как в результате пре-

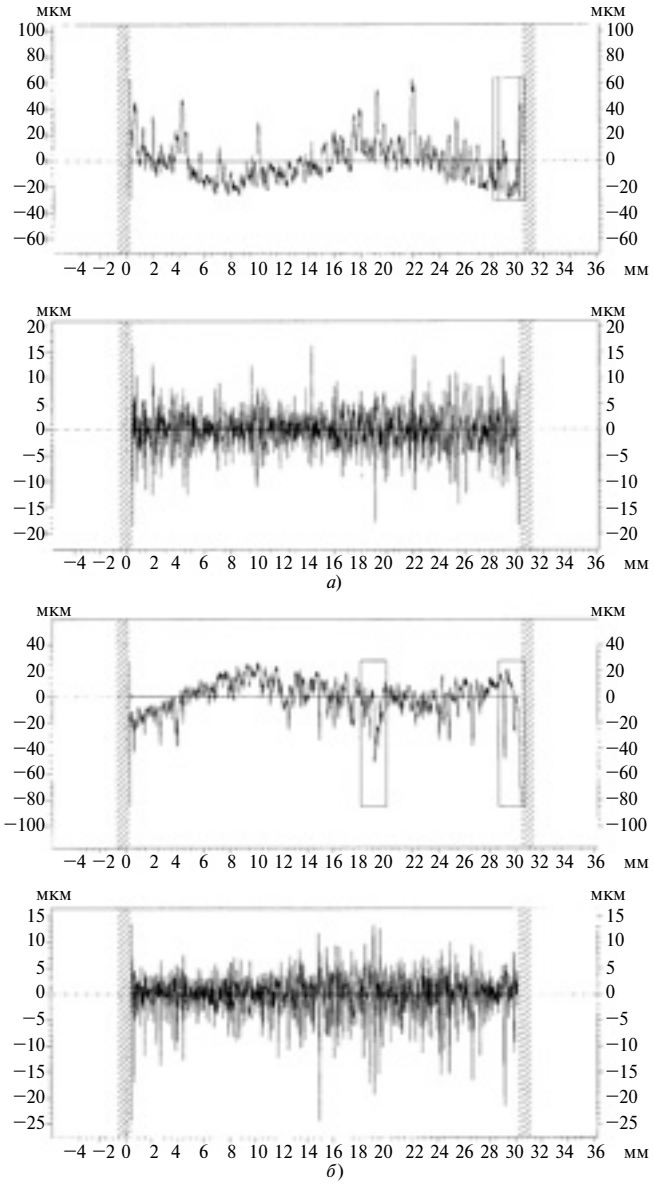


Рис. 6. Профилограммы внутренней поверхности образца *3* (*а*) и поверхности свинцовой пробки (образец *4*) (*б*) (см. рис. 2)

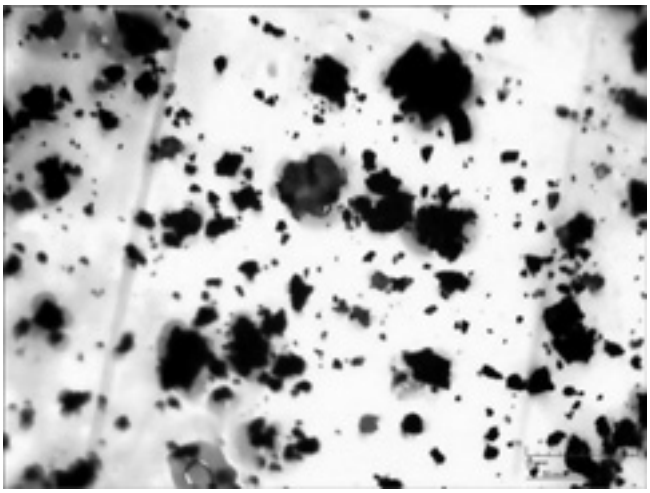


Рис. 7. Частицы примесей (средняя площадь ≈120 мкм^2 при относительном заполнении сфотографированной области ≈20 %)

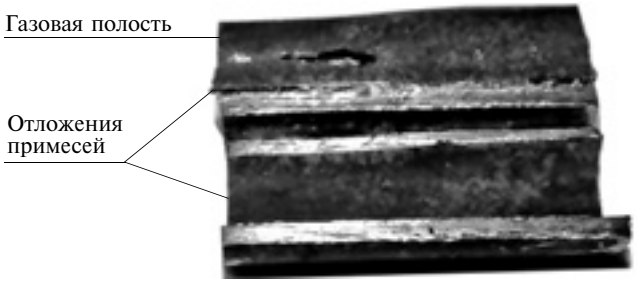


Рис. 8. Газовая полость

одоления межмолекулярных сил и накопления свободной поверхностной энергии в процессе диспергирования вследствие механического истирания контактных поверхностей (хвостовики твэлов, системы трубопроводов парогенераторов, подшипники скольжения насосов и др.), кавитационной энергии и др., так и в результате конденсации новой фазы из перенасыщенного раствора (в "холодных" участках контура и др.), например, оксидов теплоносителя. В отличие от физических методов, вещество, образующее дисперсную фазу, может быть результатом химических реакций. Таким образом, любая химическая реакция в реакторном контуре с ТЖМТ, идущая с образованием новой фазы, может быть источником получения коллоидной системы.

Накопление свободной поверхностной энергии при образовании дисперсной системы повышает вероятность обратного процесса — объединения частиц в агрегаты, концентрирующиеся в рассматриваемых условиях (в реакторном контуре ТЖМТ) в пристенных областях и на свободных уровнях теплоносителя. Дисперсная система, формирующаяся в пристенной области потока и застойных зонах ТЖМТ, может существенно изменять триботехнические характеристики контактных областей в среде свинцового и свинец-висмутового теплоносителей. Основными факторами, влияющими на эти характеристики, являются: вязкость пристенного слоя, приобретающего неньютоновские свойства; наличие в зоне контакта рассмотренной выше дисперсной системы, обладающей смазывающими характеристиками, а также наличие оксидных защитных покрытий на поверхностях конструкций.

Полученные результаты подтверждаются многолетним опытом эксплуатации циркуляционных насосов высокотемпературных стендов с подшипниками скольжения "сухого" трения, работающими в среде свинцового и свинец-висмутового теплоносителей [2], в которых отсутствовали признаки заедания.

Выводы

1. В зоне контакта стальных и чугунных поверхностей с высокотемпературными свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями при определенных условиях формируется область с признаками малоизносного или безызносного "сухого" трения, включающая оксидные покрытия на поверхностях конструкций и дисперсную систему с дисперсной средой — теплоносителем и дисперсную фазу (т/ж и/или г/ж). Дисперсная система может рассматриваться как жидкостная смазка с неньютоновскими свойствами (частично).

2. Длительный опыт эксплуатации подшипников скольжения "сухого" трения в циркуляционных насосах высокотемпературных стендов со свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями подтверждает малый износ или его отсутствие при определенных условиях погружения, сохраняющих пристенную область с рассмотренными свойствами.

3. В энергетических контурах с инновационными реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемых свинцовым или свинец-висмутовыми теплоносителями, в режимах пуска, останова и при аварийных ситуациях в гидростатических подшипниках главных циркуляционных насосов при "сухом" трении повышенного износа поверхностей не будет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Безносов А. В., Драгунов Ю. Г., Рачков В. И.** Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике. М.: ИздАт, 2007. 434 с.

2. **Особенности** работы подшипников скольжения в тяжелых жидкометаллических теплоносителях ядерных энергетических установок / А. В. Безносов, М. А. Антоненков, П. А. Боков, О. О. Новожилова // Вестник машиностроения. 2009. № 3. С. 37—41.

УДК 669.131.7: 621.78

Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: hasanli_dr@mail.ru

Исследования износостойкости экономнолегированного высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы

Приведены результаты испытаний, подтвердившие высокие триботехнические свойства бейнитного высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, легированного 1,0 % Ni и 0,5 % Cu, полученного литьем в металлическую форму.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, шаровидный графит, экономное легирование, металлическая форма, износостойкость, термообработка.

The test results are presented, which confirm high tribological properties of bainitic high-strength nodular cast iron, alloyed with 1,0 % Ni and 0,5 % Cu, obtained by casting in the metal molds.

Keywords: high-strength cast iron, nodular graphite, economical alloying, die, durability, heat treatment.

Одна из важнейших задач машиностроения — экономия дорогостоящих материалов, обусловлена необходимостью снижения себестоимости выпускаемой продукции [1]. С этой целью в качестве материала для изготовления деталей нефтедобывающего оборудования, работающего в износоактивных средах, использован высокопрочный экономнолегированный чугун с шаровидным графитом (ВЧШГ), получаемый литьем в металлические формы, вместо таких дорогостоящих материалов, как стали 38ХМЮЛ и 20Х13.

Рассмотрим возможность повышения износостойкости ВЧШГ посредством использования легирующих элементов, в частности никеля (1 %) и меди (0,5 %). Выбор этих элементов связан с их положительным воздействием на механические свойства чугуна.

Износостойкость материалов исследовали на установке, созданной на базе строгального станка, при постепенном увеличении нагрузки. В качестве контртела использовали образец из стали 40Х. В качестве испытательных сред были выбраны воздух, вода и смазка ЦИАТИМ. Химический состав (кроме железа) исследованных чугунов приведен в табл. 1. Содержание фосфора во всех плавках составляло менее 0,1 %, серы — 0,02 %. Износ образцов определяли по разности их масс до и после испытания.

Испытанию на изнашивание подвергали образцы из стали 30Х13 и из высокопрочных чугунов с шаровидным графитом со следующими структурами металлической основы:

а) перлит (96÷98 %) + феррит (4÷2 %), термообработка — нормализация, твердость 321÷341 *HB*;

б) мартенсит + бейнит, термообработка — объемная закалка с отпуском, твердость 42÷45 *HRC*;

в) мартенсит + бейнит, термообработка — поверхностная закалка, твердость 47÷50 *HRC*.

Как показали результаты испытаний (рис. 1, 2), только нелегированный чугун с перлитной основой несколько уступает по износостойкости стали 30Х13. Износ легированных чугунов с перлитной и бейнито-мартенситной структурами металлической основы при всех условиях испытаний был меньше износа стали 30Х13 после поверхностной закалки с нагревом ТВЧ. Это объясняется, во-первых, наличием на поверхности образцов из ВЧШГ разделительной пленки графита, прочно связанной с металлической основой, которая образуется благодаря способности шаровидного графита (в отличие от пластинчатого графита серого чугуна) под воздействием пластических деформаций металлической матрицы выдавливаться на поверхность и образовывать сплошную пленку, выполняющую функции твердого смазочного материала. Во-вторых, повышается микротвердость структурных составляю-

Таблица 1

Химический состав чугунов*

Номер плавки	Содержание химических элементов, %					
	C	Mn	Si	Ni	Cu	Mg
1	3,72	0,48	2,85	—	—	0,04
2	3,28	0,42	2,93	1,0	—	0,05
3	3,56	0,37	2,87	1,5	—	0,04
4	3,47	0,40	2,75	2,0	—	0,06
5	3,63	0,43	2,90	1,0	0,5	0,05
6	3,75	0,39	2,92	1,5	0,5	0,04
7	3,82	0,42	2,77	1,5	0,8	0,05
8	3,75	0,45	2,82	2,0	0,5	0,05

*Кроме железа.

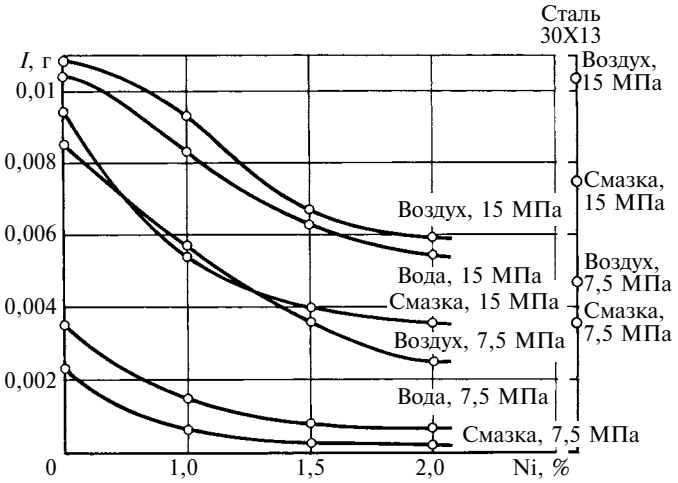


Рис. 1. Зависимости износа *I* ВЧШГ в разных средах от легирования никелем и износ стали 30Х13 в тех же средах

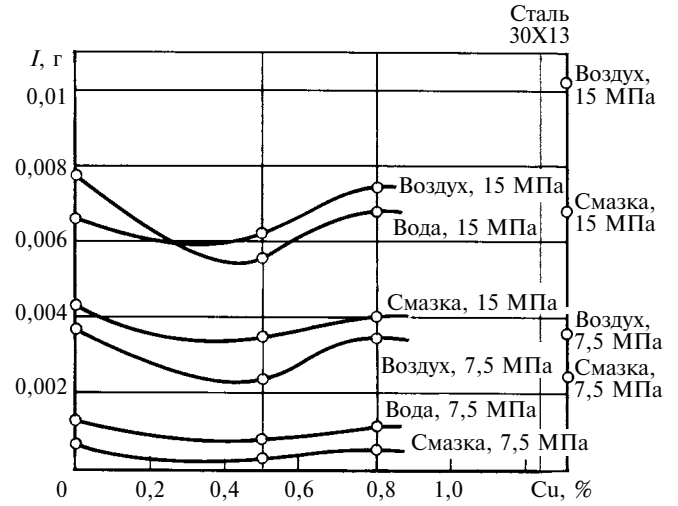


Рис. 2. Зависимости износа *I* никелевых ВЧШГ в разных средах от легирования медью и износ стали 30Х13 в тех же средах

щих поверхностного слоя при трении, что связано с явлением обратной диффузии кремния и легирующих элементов в поверхностный слой чугуна в результате градиента давления и температуры и, соответственно, повышением их активной концентрации. Наконец, повышение износостойкости объясняется дисперсностью и видом продуктов износа, легко удаляемых из зоны контакта поверхностей и не вызывающих абразивного изнашивания образцов ВЧШГ.

Установлено, что наличие смазочного материала приводит к резкому уменьшению износа сопряженных поверхностей, особенно ВЧШГ, на поверхности которого имеющаяся графитовая пленка вследствие хорошей адсорбции прочно удерживает смазочный материал. Установлено, что износостойкость ВЧШГ в воде выше, чем при сухом трении, что объясняется образованием на поверхности трения оксидных пленок, состоящих преимущественно из Fe_3O_4 и FeO, а в легированных чугунах и из оксидов легирующих элементов. Твердость образующихся оксидов существенно превосходит твердость основного материала, чем и обусловливается повышение износостойкости чугуна.

Таким образом, экспериментально подтверждено, что легированные чугуны по износостойкости не уступают легированным сталям, и значит выбранное направление исследований является перспективным.

Установлено, что износостойкости легированного и нелегированного ВЧШГ существенно отличаются (см. рис. 1, 2). Износ чугуна, имеющего 1,5 % Ni, заметно уменьшается, в то же время при повышении содержания никеля до 2,0 % износ чугуна изменяется уже незначительно.

При добавлении кроме 1,0 % Ni еще 0,5 % Cu чугун становится более износостойким, чем остальные испытанные чугуны. Как и следовало ожидать, при повышении контактных давлений износостойкость чугуна ухудшается. Однако и в этих условиях чугун, легированный 1,0 % Ni и 0,5 % Cu, показывает высокую износостойкость относительно стали 30Х13.

Известно, что износостойкость наряду с прочностью и ударной вязкостью во многом определяется структурой материала и, следовательно, его термической обработкой [2, 3]. При выборе вида и режимов термической обработки износостойкость может являться одним из основных показателей. Поэтому чугуны, прошедшие закалку и другие виды термической обработки (отжиг, нормализацию), испытывали на износостойкость.

Таблица 2

Триботехнические характеристики ВЧШГ

Термообработка, твердость	$p_{уд}$, МПа	Износ образцов, г	Износ контртела, г	Коэффициент трения	
				при приработке	при испытаниях
Графитизирующий отжиг, 170÷187 НВ	0,5	6,734	—	0,426	0,510
	1,5	17,837	0,0011	—	0,410
	2,0	50,346	0,0019	—	0,415
	3,0	82,636	0,0022	—	0,397
Нормализация, 321÷341 НВ	0,5	0,0282	0,0415	0,683	0,627
	1,5	0,0345	0,0396	—	0,584
	2,0	0,0834	0,0872	—	0,529
	3,0	0,0927	0,0898	—	0,487
Изотермическая закалка при 350 °С, 321÷341 НВ	0,5	0,0187	0,0377	0,765	0,703
	1,5	0,0209	0,0232	—	0,644
	2,0	0,0263	0,0328	—	0,586
	3,0	0,0297	0,0375	—	0,527
Изотермическая закалка при 300 °С, 388÷401 НВ	0,5	0,0176	0,0223	0,634	0,614
	1,5	0,0197	0,0226	—	0,558
	2,0	0,267	0,0324	—	0,512
	3,0	0,0322	0,0367	—	0,487

Испытания в условиях сухого трения проводили на машине трения МИ-1М. Материал контртела — сталь 45 в закаленном состоянии с твердостью 48÷52 *HRC*. Частота вращения ролика составляла $n = 200$ мин$^{-1}$, удельное давление изменялось от 0,5 до 3,0 МПа, время испытаний — 120 мин. Вследствие большого износа ферритного чугуна время его испытаний ограничили 12 мин. Однако с целью сопоставления результатов износ ферритных чугунов пересчитывали на износ за 120 мин.

Результаты испытаний подтвердили высокие триботехнические характеристики чугуна, подвергнутого изотермической закалке (табл. 2). Износ роликов был несколько меньше, чем износ контртела, что свидетельствует о высокой износостойкости исследуемого материала. Чугун в паре со сталью продемонстрировал хорошую прирабатываемость и небольшой коэффициент трения. Относительно небольшой коэффициент трения получен для ферритных чугунов.

Износ роликов из ферритного (отожженного) и перлитного (нормализованного) чугунов был существенно выше. Наиболее высокие триботехнические свойства при удельном давлении $p_{уд} = 0{,}5 \div 1{,}5$ МПа продемонстрировал чугун, прошедший изотермическую закалку с температурой изотермы 300 °С, а при больших нагрузках ($p_{уд} = 2{,}0 \div 3{,}0$ МПа) — чугун, изотермически закаленный при температуре 350 °С. При высоких нагрузках наименьший износ контртела наблюдался в паре с чугуном, закаленным в среде с температурой изотермы 300 °С.

Таким образом, результаты испытаний подтвердили высокие триботехнические свойства бейнитного кокильного ВЧШГ, легированного 1,0 % Ni и 0,5 % Cu, что дает основание для его использования вместо легированных сталей при изготовлении ответственных деталей нефтедобывающего оборудования, таких как седла и шибера задвижек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гасанли Р. К.** Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Баку: Наука, 1998. 203 с.
2. **Ушаков Л. П.** Износостойкий чугун со сфероидальным графитом. М.: Машиностроение, 2005. 153 с.
3. **Высокопрочный** чугун с шаровидным графитом. Теория, технология производства, свойства и применение / Под ред. М. В. Волощенко. Киев: Наукова думка, 2004. 203 с.

УДК 621.822.5:677.494.743.41

Д. А. НЕГРОВ, канд. техн. наук, Е. Н. ЕРЕМИН, д-р техн. наук
(Омский ГТУ), e-mail: omgtu_mtkm@mail.ru

Новая технология изготовления подшипников скольжения из композиционного материала на основе политетрафторэтилена

Рассмотрено влияние параметров ультразвукового прессования на механические и триботехнические свойства композиционного материала на основе политетрафторэтилена. Предложена новая технология изготовления подшипников скольжения, показаны ее преимущества.

Ключевые слова: подшипник скольжения, ультразвуковое прессование, политетрафторэтилен, механические свойства, интенсивность изнашивания, коэффициент трения.

The influence of parameters of ultrasonic pressing on the mechanical and tribological properties of composite materials on the basis of polytetrafluoroethylene is considered. A new technology for the friction bearings production is proposed and its advantages are shown.

Keywords: friction bearing, ultrasonic pressing, polytetrafluoroethylene, mechanical properties, wear rate, friction coefficient.

В настоящее время детали узлов трения из различных металлов и сплавов постепенно заменяют на детали из полимеров и полимерных композиционных материалов, в частности на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ) [1]. Это позволяет снизить себестоимость изделий, повысить их надежность и долговечность. В то же время область применения этих материалов очень ограничена, поскольку они обладают недостаточно высокими пределом прочности и модулем упругости, что приводит к значительной деформации поверхностных слоев при трении и интенсивному изнашиванию.

Существующие способы повышения механических и триботехнических свойств ПТФЭ, такие как введение модификаторов в полимерную матрицу и изменение режимов технологических операций (измельчение и перемешивание компонентов, прессование, термообработка), позволяют частично решить эту проблему. Для большей эффективности необходимо применение новых методов и технологий, которые позволили бы существенно повысить механические и триботехнические свойства полимеров и тем самым расширить область их применения.

Основным технологическим способом получения изделий из

полимерных композиционных материалов (ПКМ) является прессование из порошков заготовок с последующим спеканием. При прессовании закладываются основные свойства будущего изделия — плотность, прочность, упругость, износостойкость, и достигается их постоянство в объеме изделия [2].

Для повышения качества прессования применяют уплотнение порошков вибрацией [3]. Под действием вибрации сцепление частиц уменьшается. При этом повышаются текучесть порошков и равномерность укладки частиц полимера, разрушаются арочные структуры. Перспективным направлением также является использование ультразвуковых колебаний, под действием которых легче возникает и развивается пластическая деформация частиц порошка, что положительно изменяет силы трения от давления прессования и позволяет формовать изделия сложных форм при сравнительно небольших усилиях.

Рассмотрим результаты исследования влияния режимов ультразвукового прессования на механические и триботехнические свойства ПКМ с целью разработки технологии изготовления подшипников скольжения.

Объект и методы исследования. Исследовали композиционный материал на основе ПТФЭ (ГОСТ 10007—80) с комплексным наполнителем-модификатором, содержащим 8 % скрытокристаллического графита, 6 % углеродного волокна, 2 % MoS_2.

Методика исследования состояла из двух этапов. На первом этапе определяли основные технологические параметры ультразвукового прессования (амплитуду колебаний волновода-пуансона, время и усилие прессования), а также влияние этих параметров на механические свойства (предел прочности и модуль упругости) ПКМ. Механические свойства образцов при растяжении определяли на разрывной машине Р0,5 со скоростью деформации 20 мм/мин. На втором этапе исследовали влияние режимов ультразвукового прессования на триботехнические характеристики (скорость изнашивания, коэффициент и момент трения) исследуемого материала.

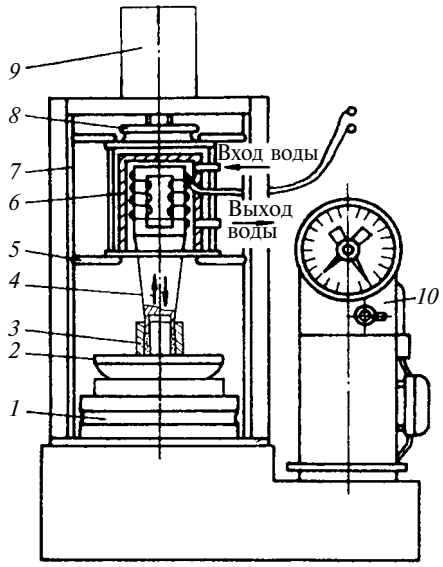


Рис. 1. Схема установки для прессования изделий из политетрафторэтилена с использованием ультразвуковых колебаний:
1 — основание; *2* — шаровая опора; *3* — пресс-форма; *4* — волновод-пуансон; *5* — траверса; *6* — магнитострикционный преобразователь; *7* — направляющая колонна; *8* — рукоятка; *9* — гидроцилиндр; *10* — гидравлическая система

Для изготовления изделий из ПКМ методом ультразвукового прессования была разработана и изготовлена специальная установка на базе гидравлического пресса МТ-50 (рис. 1). В качестве источника ультразвуковых колебаний использовали магнитострикционный преобразователь ПМС 15-А-18 (резонансная частота колебаний 17,8 кГц) с ультразвуковым генератором УЗГ 3-4 (входная мощность — 5 кВт, частота колебаний 17,5÷23 кГц).

Технология изготовления изделий: смешивание порошков ПКМ в смесителе (частота вращения ножей не менее 2800 мин$^{-1}$) с последующим засыпанием его в закрытую пресс-форму *3* (см. рис. 1), закрепленную на шаровой опоре *2*. Ультразвук включается в момент касания волновода-пуансона *4* поверхности порошка. При этом ультразвуковые колебания передаются пресс-форме и всей массе порошка. Под действием колебаний пуансона частицы порошка совершают колебательные движения, при этом происходят перемещение и укладка частиц. Мелкие частицы распределяются и заклиниваются между крупными, что способствует уплотнению и увеличению контактов между частицами. После ультразвукового прессования отпрессованную заготовку подвергают спеканию по следующей схеме: нагревание до температуры 360 ± 5 °С со скоростью 1,5÷2,0 °С/мин; выдержка при этой температуре (8÷9 мин на 1 мм толщины стенки изделия); охлаждение до температуры 327 °С со скоростью 0,3÷0,4 °С/мин; охлаждение от 327 °С до нормальной температуры вместе с печью.

Для сравнения изготовляли образцы без воздействия ультразвуковых колебаний на ПКМ, соблюдая те же режимы спекания.

Результаты исследования. В результате проведенных исследований установлено, что оптимальное время прессования $t = 90$ с (рис. 2, *а*, *б*). При этом образцы, изготовленные методом ультразвукового прессования, имеют предел прочности выше на 15 %, а модуль упругости — на 23 %, чем образцы, изготовленные без применения ультразвука. Дальнейшее увеличение времени прессования не приводит к изменению предела прочности и модуля упругости материала.

Влияние амплитуды колебаний волновода-пуансона на предел прочности композиционного материала носит ярко выраженный экстремальный характер с максимальным значением 14 мкм

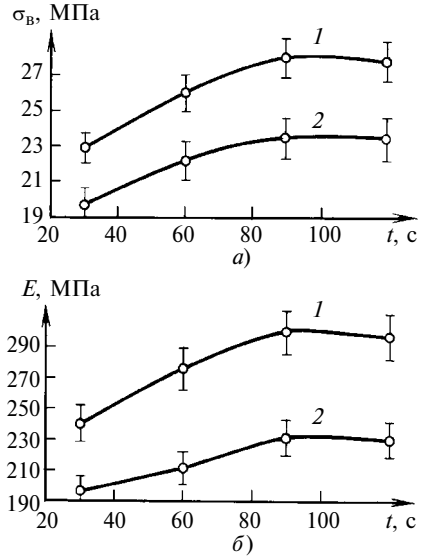


Рис. 2. Зависимости предела прочности $\sigma_в$ (*а*) и модуля упругости *E* (*б*) ПКМ от времени *t* прессования при использовании ультразвука (*1*) и без него (*2*)

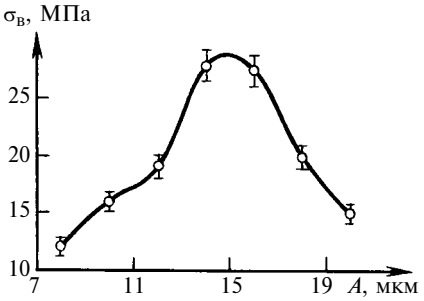


Рис. 3. Зависимость предела прочности $\sigma_в$ ПКМ от амплитуды *A* колебаний волновода-пуансона

(рис. 3) при усилии прессования $P = 65$ МПа и времени прессования $t = 90$ с.

Зависимости предела прочности и модуля упругости от усилия прессования (рис. 4, *а*, *б*) имеют экстремумы при $P = 65$ МПа. Образцы, изготовленные методом ультразвукового прессования, имеют более высокие предел прочности и модуль упругости.

Механические испытания при повышенных температурах показали, что предел прочности образцов, изготовленных ультразвуковым прессованием, практически не изменяется до температуры $T = 80$ °С, а при повышении температуры T от 80 до 120 °С изменяется на 15 % (рис. 5). Предел прочности образцов, изготовленных без ультразвука, с повышением температуры монотонно уменьшается (при $T = 120$ °С — на 30 %).

На основании результатов исследований установлен рациональный режим прессования: амплитуда колебаний волновода-пуансона $A = 14$ мкм, усилие прессования $P = 65$ МПа, время прессования $t = 90$ с. Полученные на этом режиме образцы испытывали на специальном стенде МДС-2 [4] при скорости скольжения $v = 0{,}75$ м/с, усилии $P = 2$ МПа, без смазочного материала. Результаты триботехнических испытаний приведены на рис. 6.

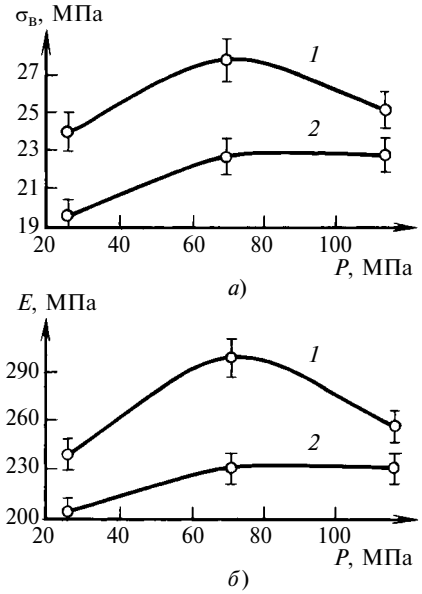


Рис. 4. Зависимости предела прочности $\sigma_в$ (*а*) и модуля упругости *E* (*б*) ПКМ от усилия *P* прессования при использовании ультразвука (*1*) и без него (*2*)

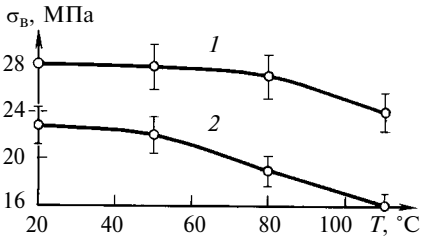


Рис. 5. Зависимости предела прочности $\sigma_в$ ПКМ от температуры *T* при прессовании с использованием ультразвука (*1*) и без него (*2*)

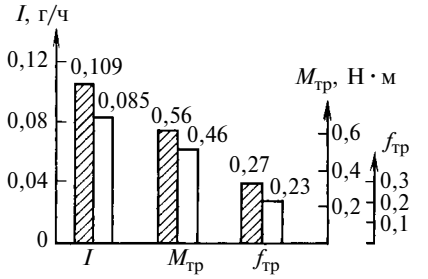


Рис. 6. Значения показателей триботехнических свойств ПКМ при традиционной технологии (▨) и технологии с УЗК (□):
I — скорость изнашивания; $M_{тр}$ — момент трения; $f_{тр}$ — коэффициент трения

Заключение. На основании проведенных исследований установлено, что применение ультразвукового прессования при производстве подшипников скольжения ($t = 90$ с, $P = 65$ МПа, $A = 14$ мкм) позволяет повысить предел прочности на 15 %, модуль упругости на 23 %, при этом скорость изнашивания снижается на 23 %, а коэффициент трения на 15 %.

Разработанная технология ультразвукового прессования использована для изготовления подшипников скольжения узлов аппарата "Тензилор М".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Машков Ю. К.** Трибофизика и свойства наполненного фторопласта. Омск: ОмГТУ, 1997. 192 с.

2. **Трение** и модифицирование материалов трибосистем / Ю. К. Машков, К. Н. Полещенко, С. Н. Поворознюк, П. В. Орлов. М.: Наука, 2000. 196 с.

3. **Агранат Б. А., Гудович А. П., Нежевенко Л. Б.** Ультразвук в порошковой металлургии. М.: Металлургия, 1986. 168 с.

4. **Модификация** структуры и свойств композиционных материалов на основе политетрафторэтилена / Ю. К. Машков, В. И. Суриков, Л. Ф. Колистратова, О. А. Мамаев. Омск: СибАДИ, 2005. 256 с.

УДК 621.793:539.374

А. А. ВЕСЕЛОВСКИЙ (Орский гуманитарно-технологический институт), e-mail: a_a_ves@mail.ru

Повышение износостойкости зубчатых колес из высокопрочного чугуна термодиффузионным ванадированием

Рассмотрены вопросы технологии нанесения термодиффузионного ванадиевого покрытия на высокопрочный чугун, определено рациональное содержание ванадия в порошковой шихте, выполнены испытания чугунных зубчатых колес с ванадиевым покрытием на износостойкость.

Ключевые слова: ванадиевые покрытия, чугунные зубчатые передачи.

The matters of application technology of the thermodiffusion vanadium coatings on the high-strength cast iron have been considered, a rational vanadium content in the powder charge has been determined, the test of east iron gearings with vanadium coating on the wear resistance have been performed.

Keywords: vanadium coatings, cast-iron gearings.

В современном машиностроении процессы диффузионной металлизации, такие как насыщение из порошков, обмазок, паст, вытеснены более современными производительными способами нанесения покрытий — плазменным, электронно-лучевым, лазерным и др. Однако эти методы рентабельны лишь в условиях большой серийности выпускаемых изделий из-за высокой стоимости оборудования и расходных материалов. Поэтому при единичном производстве нанесение покрытий из порошков остается самым применяемым способом.

В качестве упрочняющего элемента зубчатых колес выбран ванадий — элемент, близкий к углероду. Его карбиды обладают очень высокими твердостью (до 28000 МПа) и износостойкостью. Кроме того, покрытие из карбидов ванадия отличается высокой адгезионной способностью, особенно при изгибных деформациях.

Материалы и методика испытаний

Порошковая среда для термодиффузионного упрочнения зубчатых колес из высокопрочного чугуна ВЧ 60 состоит из феррованадия ФВо50У03 (60 % по массе), окиси алюминия (36 %) и хлористого аммония (4 %).

Исследовали зубчатые колеса заднего хода коробки передач автомобиля ВАЗ 2107, изготовленные из высокопрочного чугуна ВЧ 60 с ванадиевым покрытием, которые прошли закалку в масле после повторного нагревания. Испытания на изнашивание проводили на установке для испытаний чугунных зубчатых колес. В качестве тягового устройства использовали асинхронный электродвигатель с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$, закрепленный на станине токарного станка. Входной вал коробки передач через муфту был соединен с электродвигателем, выходной вал — зажат в патроне токарного станка, при этом кинематика последнего обеспечивала нагружающий момент сопротивления.

При испытаниях момент сопротивления составлял 7,84 Н · м, частота вращения выходного вала с учетом передаточного отношения в коробке передач — 849 мин$^{-1}$. При данной частоте вращения выходного вала частоты вращения шестерни и зубчатого колеса заднего хода автомобиля составляли соответственно 1925 и 1600 мин$^{-1}$.

Через $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения выходного вала коробку передач разобрали, зубчатые колеса промыли и визуально исследовали трущиеся поверхности зубьев на выкрашивание покрытия, наличие сколов, трещин и других дефектов и подготовили образцы для металлографических исследований.

На первом этапе исследований определяли рациональное содержание C феррованадия ФВд50У03 в шихте, которое обеспечивает максимальную толщину покрытия. С этой целью была определена зависимость толщины упрочненного слоя от содержания феррованадия в шихте (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что максимальная толщина b ванадированного слоя наблюдается при $C = 60 \div 65$ % (по массе) феррованадия в шихте [1, 2]. Дальнейшее увеличение его содержания в шихте приводит даже к некоторому снижению толщины из-за нарушения процессов массопереноса активных атомов к реакционной поверхности. Это связано с началом окомкования реакционной смеси и ухудшением газопроницаемости самой шихты [3].

Микроструктуры упрочненных слоев на высокопрочном чугуне ВЧ 60, полученных при обработке в шихтовых составах с разным содержанием

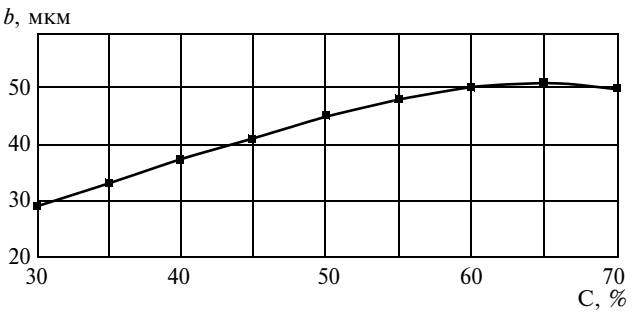
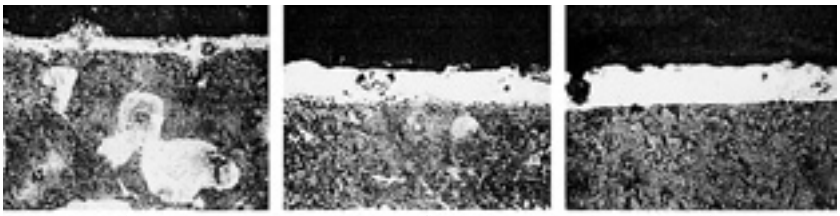
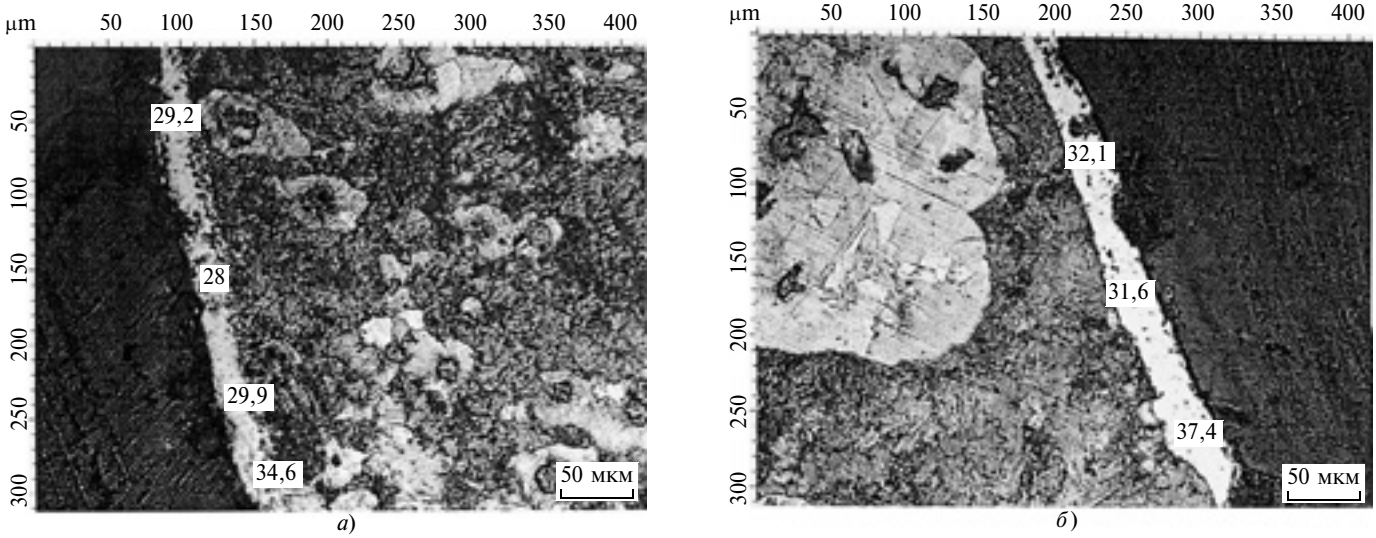


Рис. 1. Зависимость изменения толщины b упрочненного слоя от содержания C феррованадия в шихте



а) *б*) *в*)

Рис. 2. Микроструктуры карбидных слоев на высокопрочном чугуне ВЧ 60, упрочненных в порошковой среды с содержанием феррованадия 30 (*а*), 50 (*б*) и 60 % (*в*)



а) *б*)

Рис. 3. Строение и толщина ванадированного слоя на высокопрочном чугуне ВЧ 60 при насыщении в среде с содержанием феррованадия 40 (*а*) и 60 % (*б*)

феррованадия, представлены на рис. 2. Во всех случаях насыщения получено равномерное сплошное покрытие по всей поверхности упрочняемых зубчатых колес (рис. 3). Распределение микротвердости в поверхностном слое зубьев зубчатых колес представлено на рис. 4.

Достоверность полученных результатов оценивали тремя дублирующими опытами для каждого состава шихты, за основу принимали средние значения.

Так как наличие тонкого твердого покрытия на зубчатых колесах может привести к его продавливанию при значительных контактных нагрузках и особенно в случае попадания твердых не дробимых тел в зацепление, то необходимо стремиться к максимальной толщине покрытия. Однако слишком толстый упрочненный слой на зубчатом венце может привести к растрескиванию и разрушению его вследствие сильных напряжений сжатия. С другой стороны, наличие мягкого обезуглероженного слоя под покрытием, характерного при упрочнении карбидообразующими элементами сталей, может значительно ослабить функциональные свойства покрытий. Поэтому чугунные образцы исследовали при большом увеличении (рис. 5), которые показали, что под покрытием зон обезуглераживания нет, просматриваются колонии перлита, граничащие с покрытием. Наличие строчечного графита в виде отдельных изолированных друг от друга включений глобулярной формы указывает на достаточное количество углерода, поступающего навстречу диффундирующему ванадию. Следовательно, сформированное покрытие находится на достаточно прочной основе с учетом последующей закалки изделия.

Для оценки износостойкости ванадиевых покрытий испытывали закаленные чугунные колеса с хромовым и марганцевым покрытиями, колеса из высокопрочного чугуна ВЧ 60 после закалки без покрытия и стальные колеса из стали 20ХГНМ после нитроцементации и последующей закалки. По результатам испытаний построены диаграммы (рис. 6).

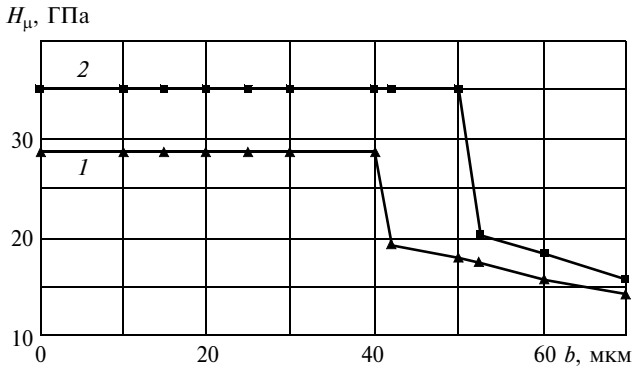


Рис. 4. Распределение микротвердости H_μ по толщине ванадированного слоя, упрочненного в шихте с содержанием феррованадия 40 (*1*) и 60 % (*2*)

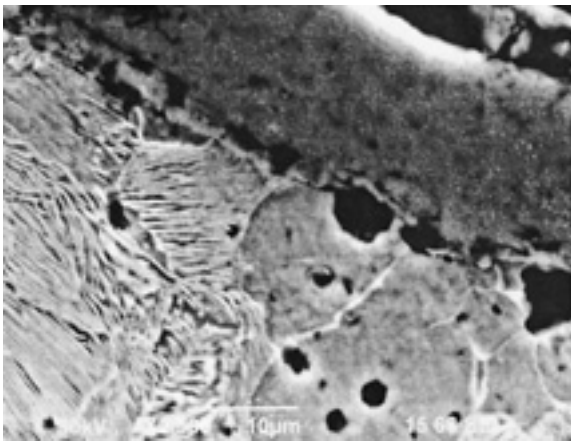


Рис. 5. Структура покрытия и прилегающей к нему зоны

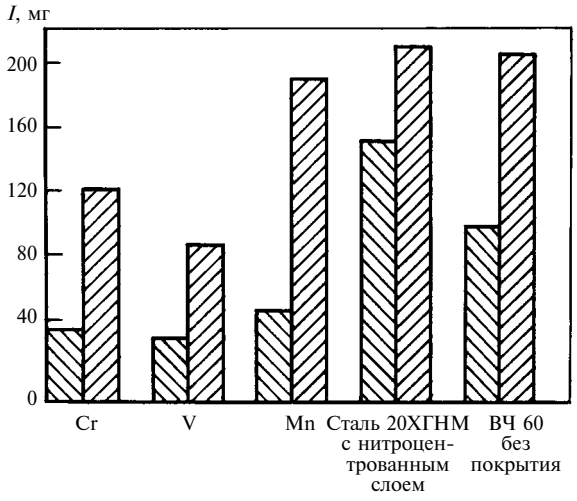


Рис. 6. Диаграмма износов *I* зубчатых колес и шестерен из ВЧ 60 с различными термодиффузионными покрытиями

Наибольшая износостойкость отмечена у чугунных зубчатых колес с ванадиевым покрытием. Больший износ зубчатого колеса относительно шестерни (несмотря на большое число циклов нагружения) объясняется тем, что зубчатое колесо кроме шестерни входит в зацепление с еще одним зубчатым колесом. Кроме того, площадь рабочих поверхностей зубьев шестерни почти в 2 раза больше площади поверхности зубьев сопряженного с ней колеса.

Таким образом, испытания показали, что ванадиевое покрытие сохраняется и после базового числа циклов нагружения зубчатых колес, т. е. оно характеризуется высокой адгезионной способностью и может применяться в качестве защитного износостойкого покрытия для зубчатых колес. Износостойкость зубчатых колес из высокопрочного чугуна ВЧ 60 с ванадиевым покрытием выше износостойкости зубчатых колес из стали 20ХГНМ с нитроцементированным слоем, традиционно используемых в коробках передач легковых автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пахмурский В. И.** Ванадирование металлов и сплавов, строение и свойства диффузионных слоев // Защитные покрытия на металлах. 1994. № 5. С. 106—108.

2. **Веселовский А. А., Ячиков И. М.** Повышение срока службы деталей из серого чугуна для телескопических и поршневых гидроцилиндров. Магнитогорск: ГОУ ВПО "МГТУ", 2009. 118 с.

3. **Ильин В. К.** Восстановление и упрочнение деталей машин методами диффузионной металлизации. Казань: Казанский ГЭУ, 2003. 140 с.

УДК 621.91.01

И. Е. КИРЮШИН, Д. Е. КИРЮШИН, кандидаты технических наук, Т. Г. НАСАД, д-р техн. наук (Энгельсский технологический институт — филиал Саратовского ГТУ), С. Б. ВЕНИГ, д-р физ.-мат. наук (Саратовский ГТУ), e-mail: igork@rambler.ru

Преимущества высокоскоростной лезвийной обработки перед традиционной обработкой

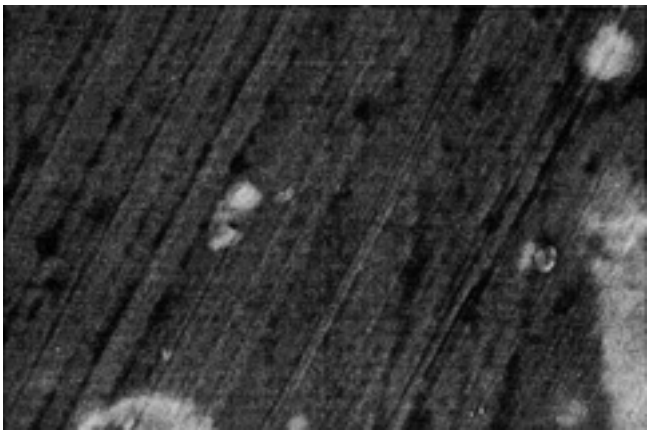
Изложены результаты исследований поверхностных слоев после высокоскоростного фрезерования закаленной стали.

Ключевые слова: сталь, высокоскоростная обработка, поверхностный слой.

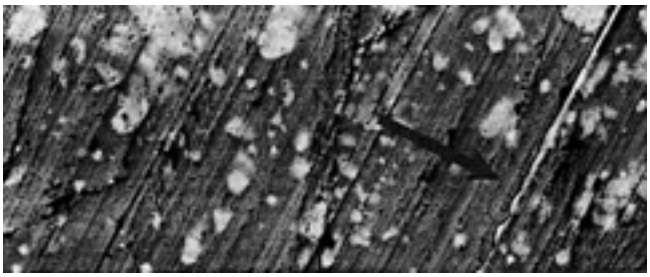
The investigation results of surface layers after high-speed milling of hardened steel are stated.

Keywords: steel, high-speed machining, surface layer.

Одна из важных задач механообрабатывающего производства — обеспечение качества поверхностного слоя деталей при высокоскоростном чистовом торцевом фрезеровании закаленных сталей. Сложность фрезерования закаленных сталей заключается в получении поверхностного слоя с оптимальными значениями таких параметров, как остаточные напряжения, шероховатость поверхности, микротвердость, структурно-фазовый состав, а также в сохранении высокой производительности при неоднородности свойств. Сегодня в промышленности применяются такие материалы, для обработки которых нельзя применять традиционные технологии. Так, при обработке шлифованием закаленных сталей высокой твердости получают поверхностный слой с растягивающими остаточными напряжениями, прижогами и большой неоднородностью



а)



б)

Рис. 1. Микрошлифы после фрезерования со скоростью v = 62,8 м/мин с полями видимости 6,603 (*а*) и 33,07 мкм (*б*)

структуры, что ухудшает качество изготовляемых изделий.

Производительность высокоскоростной лезвийной обработки (ВСО) в несколько раз выше традиционной [1], однако дальнейшее совершенствование данной обработки связано с повышением качества получаемого поверхностного слоя [2].

Были проведены исследования по возникновению дефектов поверхностного слоя деталей из закаленной стали Р18 (62÷64 *HRC*) при обработке торцевой фрезой Sandvik Coromand диаметром 100 мм при встречном фрезеровании с глубиной резания t = 0,1 мм и подачей S = 200 мм/мин без применения смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС) на различных скоростях резания: от традиционных (v = 62,8÷125,6 м/мин) до высокоскоростных режимов обработки (v = 314÷502,4 м/мин), а также при плоском шлифовании на чистовых режимах и электроэрозионной обработке на прошивном станке СХ20 фирмы Mitsubishi на режиме: сила тока 7 А, напряжение 12 В. Исследования проводили с помощью сканирующего электронного микроскопа MIRA TESCAN.

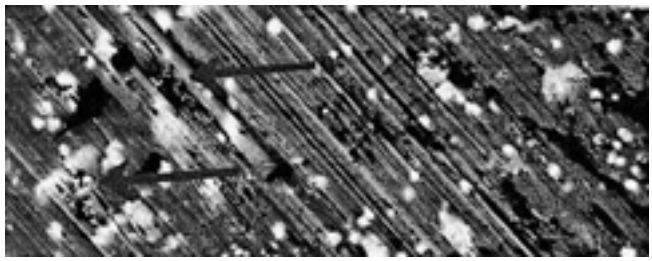
На образце, обработанном на скорости v = = 62,8 м/мин, обнаружено небольшое число пятен, так называемый белый слой, прижоги и вырывы отсутствовали (рис. 1, *а*). Но при этом имели место микротрещины, обусловленные перераспределением остаточных напряжений в поверхностном слое (рис. 1, *б*).

С увеличением скорости обработки до 125,6 м/мин вследствие увеличения сил в зоне резания и повышения температуры на поверхности детали качество поверхностного слоя заметно ухудшается — имеются многочисленные вырывы, внедрения частиц инструмента в поверхностный слой детали (рис. 2, *а*). Отмечено увеличение числа участков с отпущенной структурой белых пятен.

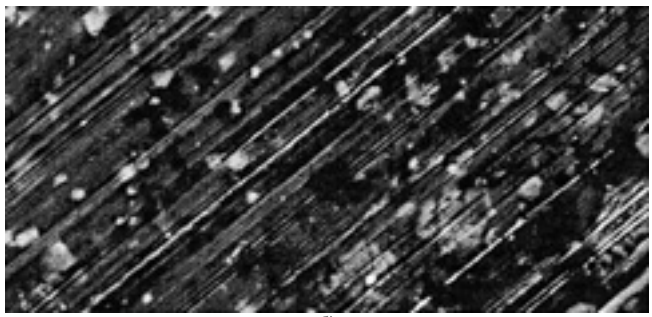
При скорости 314 м/мин и выше (высокоскоростная обработка) происходит переход от пластической деформации к хрупкому разрушению, что приводит к снижению сил резания и уменьшению температуры в поверхностном слое детали. При этом вырывы и внедрения частиц инструмента не наблюдались. Площадь участков с отпущенным слоем уменьшалась (рис. 2, *б*).

При достижении скорости 502,4 м/мин площадь белого слоя увеличивается, появляются многочисленные вырывы и микротрещины (рис. 3).

После плоского шлифования видны многочисленные вырывы и прижоги (рис. 4). При обработке образцов на электроэрозионном прошивном стан-



а)



б)

Рис. 2. Микрошлифы после фрезерования со скоростями 125,6 (*а*) и 314 м/мин (*б*) с полем видимости 33,07 мкм

Рис. 3. Микрошлиф после фрезерования со скоростью 502,4 м/мин с полями видимости 6,603 мкм

ке на поверхности видны микротрещины, кратеры (рис. 5), прижоги и отпущенный белый слой (рис. 6).

Таким образом, при увеличении скорости резания с 62,8 до 125,6 м/мин качество поверхностного слоя ухудшается. Появляются вырывы, внедрения частиц инструмента в поверхностный слой детали, увеличивается число участков с отпущенной структурой. При переходе от пластической деформации к хрупкому разрушению (υ = 314 м/мин)

Рис. 4. Микрошлиф с полями видимости 33,05 мкм после плоского шлифования

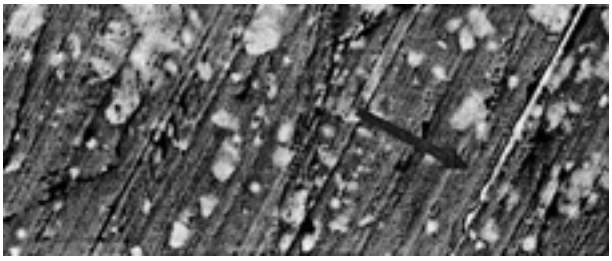


Рис. 5. Микрошлиф с микротрещиной после фрезерования со скоростью 62,8 м/мин с полем видимости 33,07 мкм

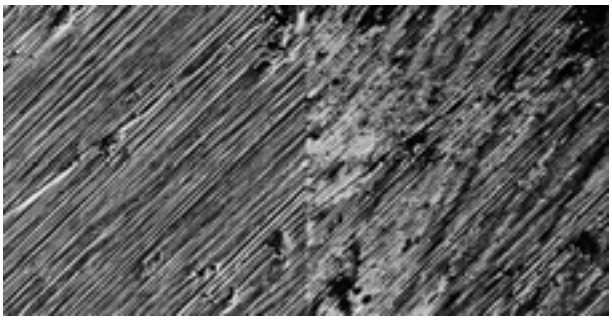


Рис. 6. Микрошлиф после электроэрозионной обработки с полем видимости 163,8 мкм

качество поверхностного слоя улучшается, число поверхностных дефектов уменьшается. И далее с увеличением скорости резания (υ = 502,4 м/мин) качество поверхностного слоя резко снижается, т. е. высокоскоростная обработка до скорости 502,4 м/мин обеспечивает высокое качество поверхностного слоя, сравнимое с качеством поверхности, получаемой при плоском шлифовании и электроэрозионной обработке, являясь при этом более производительным процессом, не требующим применения дорогих и плохо утилизируемых СОТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Филимонов Л. Н., Петрашина Л. Н.** Особенности стружкообразования в условиях локального термопластического сдвига при высокоскоростном резании // Вестник машиностроения. 1993. № 5, 6. С. 23—25.

2. **El-Wardany T. I., Kishawy H. A., Elbestawi M. A.** Surface Integrity of Die Material in High Speed Hard Machining // Part 1: Micrographical Analysis. Jornal of Manufacturing Science and Engineering. 2000. № 4. 620—631.

УДК 621.92-5

С. А. БАГИРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: tk_xt200l@mail.ru

Экспериментальные исследования поверхностей, полученных шлифованием разнозернистыми и стандартными шлифовальными кругами

Приведены результаты экспериментальных исследований по ортогональному плану второго порядка для установления зависимостей изменения показателей шероховатости поверхностей, полученных шлифованием разнозернистым и стандартным шлифовальными кругами, от режима шлифования.

Ключевые слова: шлифование, ортогональный план второго порядка, шлифовальный круг, зернистость, шероховатость.

The dependences of the surface roughness parameters change, obtained at grinding by assorted and standard grinding wheels, from the processing parameters are exemplified.

Keywords: grinding, orthogonal design of second order, grinding wheel, graininess, roughness.

Режущую способность шлифовального круга можно повысить уменьшением зернистости каждой условной полосы, т. е. изменением числа повторных контактов зерен с обрабатываемой поверхностью. В соответствии с методикой, предложенной в работе [1], для режущей фронтальной полосы выбирают высокозернистые абразивы, причем по мере удаления от нее зернистость убывает с соответствующим увеличением числа фактически работающих зерен для каждой условной полосы. При этом обеспечивается равномерное абразивное воздействие на обрабатываемую поверхность, а следовательно, и высокая эффективность шлифования путем уменьшения внешнего трения зерен и связки

о поверхность металла и температурного воздействия на обрабатываемую поверхность.

Цель экспериментальных исследований — проверка вышеуказанных теоретических предположений и определение эмпирической зависимости показателя шероховатости от режима резания при шлифовании стандартным и разнозернистыми шлифовальными кругами.

Для экспериментальных исследований был выбран ортогональный план второго порядка, что позволило построить квадратичную модель второго порядка [2]:

$$M\{Y\} = \eta = \beta_0 + \sum_{i=1}^{k} \beta_i X_i + \sum_{i>j}^{k} \beta_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^{k} \beta_{ij} X_i^2,$$

где β_0 — свободный член; β_i — коэффициенты при линейных членах; β_{ij} — коэффициенты при взаимодействии факторов; X_i, X_j — параметры режима резания в преобразованных переменных.

Отсеивание проводили по результатам теоретических и экспериментальных исследований.

Таблица 1

Уровни факторов X_1, X_2 и X_3 и интервалы их варьирования

Уровень, интервал варьирования	Обозначение	S_p, м/ход (X_1)	v_d, м/мин (X_2)	t, м/ход (X_3)
Основной	0	8	6	0,04
Интервал варьирования	Δ	4	3	0,02
Верхний	+1	12	9	0,06
Нижний	−1	4	3	0,02
Звездный:				
верхний	+1	12,86	9,645	0,0643
нижний	−1	3,14	2,355	0,0157

Таблица 2

Матрица ортогонального плана второго порядка для K = 3 со значениями параметров Ra_c и Ra_r шероховатости поверхностей шлифованных образцов

Точки плана, ν	X_1	X_2	X_3	X_1	X_2	X_3	Ra_c	Ra_r
1	—	—	—	4	3	0,02	0,3	0,18
2	+	—	—	12	9	0,02	1,1	0,63
3	—	+	—	4	9	0,02	0,9	0,58
4	+	+	—	12	9	0,02	1,9	1,13
5	—	—	+	4	3	0,06	1,0	0,68
6	+	—	+	12	3	0,06	2,1	1,23
7	—	+	+	4	9	0,06	1,9	1,20
8	+	+	+	12	9	0,06	2,8	1,78
9	−1,215	0	0	3,14	6	0,04	0,9	0,49
10	+1,215	0	0	12,86	6	0,04	1,9	1,45
11	0	−1,215	0	8	2,355	0,04	1,0	0,60
12	0	+1,215	0	8	9,645	0,04	1,7	1,34
13	0	0	−1,215	8	6	0,016	0,9	0,54
14	0	0	+1,215	8	6	0,06	1,8	1,40
15	0	0	0	8	6	0,04	1,3	0,97

На основе априорных данных были определены основные уровни факторов и интервалы варьирования (табл. 1).

В качестве абразивного инструмента использовали шлифовальные круги по ГОСТ 2424—75 и разнозернистые 14А50СМ2К прямого профиля типа ПП 300×40×76. Рабочая поверхность разнозернистого шлифовального круга состоит из 5 полос шириной 8 мм. Зернистость фронтальной полосы 50, далее зернистость полос соответственно 40, 32, 25, 16. Зернистости полос разнозернистого шлифовального круга определены по методике, приведенной в работе [1]. Материал обрабатываемой детали — сталь 40Х (35 *HRC*). Эксперименты проводили на продольном плоскошлифовальном станке 3Б722.

Коэффициенты регрессии оценивали по формулам работы [2] с учетом результатов опытов, приведенных в табл. 2. Вспомогательные коэффициенты определяли, исходя из условий экспериментов при обработке шлифовальными кругами:

разнозернистым:

$$b_0' = \frac{\sum_{\upsilon=1}^{15} \bar{Y}_\upsilon}{15} = 0{,}9466;$$

$$b_i = \frac{1}{10{,}954} \sum_{\upsilon=1}^{15} X_{i\upsilon} \bar{Y}_\upsilon: \; b_1 = 0{,}3; \; b_2 = 0{,}2619; \; b_3 = 0{,}31;$$

$$b_{ij} = \frac{1}{8} = \sum_{\upsilon=1}^{15} X_{i\upsilon} X_{j\upsilon} \bar{Y}_\upsilon: \; b_{12} = 0{,}01625; \; b_{13} = 0{,}01625; \; b_{23} = 0{,}02125;$$

$$b_{ii} = 3{,}45 \times \frac{1}{45} \sum_{\upsilon=1}^{15} X_{i\upsilon}^2 \bar{Y}_\upsilon: \; b_1^2 = 0{,}272; \; b_2^2 = 0{,}234776; \; b_3^2 = 0{,}279;$$

стандартным:

$$b_0' = \frac{\sum_{\upsilon=1}^{15} \bar{Y}_\upsilon}{15} = 1{,}4266; \; b_1 = 0{,}452; \; b_2 = 0{,}356; \; b_3 = 0{,}418;$$

$$b_{12} = 0{,}00625; \; b_{13} = 0{,}01875; \; b_{23} = 0{,}03125;$$

$$b_1^2 = 0{,}399; \; b_2^2 = 0{,}313; \; b_3^2 = 0{,}368.$$

Коэффициент b_0, входящий в исходную модель, определяли по формуле [2]

$$b_0 = b_0' - 0{,}7303(b_1^2 + b_2^2 + b_3^2).$$

Для разнозернистого шлифовального круга $b_0 = 0{,}3727$, для стандартного $b_0 = 0{,}638$.

Математические модели зависимости шероховатости поверхности от параметров режима резания в преобразованных переменных X_i при обработке шлифовальными кругами:

разнозернистым:

$$Y = 0{,}3727 + 0{,}3X_1 + 0{,}2619X_2 + 0{,}31X_3 + \\ + 0{,}01625X_1X_2 + 0{,}01625X_1X_3 + 0{,}02125X_2X_3 + \\ + 0{,}272X_1^2 + 0{,}235X_2^2 + 0{,}279X_3^2, \quad (1)$$

стандартным:

$$Y = 0{,}638 + 0{,}452X_1 + 0{,}356X_2 + 0{,}418X_3 + \\ + 0{,}00625X_1X_2 + 0{,}01875X_1X_3 + 0{,}01875X_2X_3 + \\ + 0{,}399X_1^2 + 0{,}313X_2^2 + 0{,}368X_3^2. \quad (2)$$

Для проверки достоверности полученной модели проводили статистический анализ. С этой целью проверяли ряд гипотез: об однородности дисперсий, значимости коэффициентов регрессии и адекватности модели.

Проверку правильности вычислений выполняли по формулам для шлифовальных кругов [2]:

для разнозернистого:

$$\sum_{\upsilon=1}^{15} \overline{Y}_\upsilon = 14{,}08; \quad \sum_{\upsilon=1}^{15} \hat{Y}_\upsilon = 14{,}08;$$

для стандартного:

$$\sum_{\upsilon=1}^{15} \overline{Y}_\upsilon = 21{,}6; \quad \sum_{\upsilon=1}^{15} \hat{Y}_\upsilon = 21{,}92.$$

Однородность дисперсий, характеризующих ошибку эксперимента по отдельным точкам, проверяли по критерию Кохрена. Дисперсии оказались однородными при значимости 5 %. Объединенную оценку дисперсии, связанную с чистой ошибкой, вычисляли по формулам [2] для шлифовальных кругов: разнозернистого $S^2\{Y\} = 4{,}8838$; стандартного $S^2\{Y\} = 6{,}6479$.

Дисперсии, характеризующие неадекватность модели, составили:

для разнозернистого шлифовального круга:

$$S_{ad}^2 = 0{,}9839;$$

для стандартного шлифовального круга:

$$S_{ad}^2 = 0{,}6732.$$

Однородность дисперсий проверяли по критерию Кохрена.

В табл. 3 приведены результаты опытов, а в табл. 4 — расчетные данные, их которых получено:

$$G_r = \frac{1{,}09}{4{,}8838} = 0{,}22; \quad G_s = \frac{1{,}48}{6{,}6479} = 0{,}22.$$

Из данных, приведенных в работе [3], для $f_{\upsilon_{\max}} = 2$, $f_{\text{знам}} = 15$ (степень свободы) и значимости 5 % находим критическое значение $G_{\text{кг}} = 0{,}61$. Гипотеза об однородности дисперсий принимается, так как экспериментальное значение критерия Кохрена меньше табличного: $G = 0{,}22 < G_{\text{кг}} = 0{,}61$.

Проверку значимости каждого коэффициента проводим по t-критерию Стьюдента. При равно-

Таблица 3

Статистические данные по результатам шлифования стандартным кругом

Точки плана, ν	Y_1	Y_2	Y_3	$\overline{Y}$	S_υ^2	$\hat{Y}$	$(\overline{Y} - \hat{Y})^2$
1	0,14	0,24	0,16	0,18	0,0028	0,28	0,01
2	0,73	0,57	0,59	0,63	0,0076	0,780	0,0225
3	0,51	0,53	0,70	0,58	0,0190	0,800	0,0100
4	2,03	0,63	0,73	1,13	0,6100	1,400	0,0729
5	0,44	0,56	1,04	0,68	0,1010	0,900	0,0484
6	0,88	2,18	0,63	1,23	0,6900	1,500	0,0729
7	2,00	0,70	0,90	1,20	0,4900	1,420	0,0484
8	1,28	2,88	1,18	1,78	0,9100	2,020	0,0576
9	0,39	0,71	0,37	0,49	0,0364	0,400	0,0081
10	0,95	0,75	2,65	1,45	1,0900	1,136	0,0986
11	0,81	0,49	0,50	0,60	0,0331	0,440	0,0256
12	0,84	2,54	0,64	1,34	1,0900	1,070	0,0729
13	0,77	0,42	0,43	0,54	0,0392	0,405	0,0180
14	0,90	1,00	2,30	1,4	0,6100	1,159	0,0580
15	1,57	0,76	0,58	0,97	0,2780	0,370	0,3600
Σ				14,20	4,8838	14,080	0,9839

Таблица 4

Статистические данные по результатам шлифования разнозернистым кругом

Точки плана, ν	Y_1	Y_2	Y_3	$\overline{Y}$	S_υ^2	$\hat{Y}$	$(\overline{Y} - \hat{Y})^2$
1	0,38	0,24	0,28	0,30	0,05	0,49	0,0361
2	0,60	0,80	1,90	1,10	0,49	1,40	0,0900
3	0,60	1,50	0,60	0,90	0,27	1,20	0,0900
4	2,50	1,50	1,70	1,90	0,28	2,10	0,0400
5	0,80	0,80	1,40	1,00	0,12	1,33	0,1089
6	2,90	1,50	1,75	2,05	0,56	2,24	0,0361
7	1,60	2,70	1,30	1,90	0,49	2,06	0,0256
8	4,20	2,00	2,20	2,80	1,48	2,97	0,0289
9	0,66	1,26	0,66	0,86	0,12	1,03	0,0282
10	1,55	1,45	2,55	1,85	0,37	1,80	0,0029
11	1,4	0,80	0,80	1,00	0,12	0,67	0,1089
12	1,3	2,60	1,20	1,70	0,61	1,56	0,0196
13	0,72	0,62	1,42	0,92	0,19	0,69	0,0530
14	1,39	2,97	0,95	1,77	1,1284	1,70	0,0049
15	0,95	1,05	2,05	1,35	0,37	0,65	0,4870
Σ				21,60	6,6479	21,92	0,6732

мерном дублировании опытов по точкам с числом r повторных опытов дисперсия $S^2\{b_i\}$ коэффициента регрессии определяется по формуле, приведенной в работе [2].

Дисперсия $S^2\{Y\}$ параметра оптимизации рассчитывается по данным табл. 3 и 4 для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$S^2\{Y\} = \frac{4{,}8838}{15} = 0{,}3255;\ S^2\{b_i\} = \frac{0{,}3255}{15 \times 3} = 0{,}007;$$
$$S\{b_i\} = 0{,}085;$$

стандартного:

$$S^2\{Y\} = \frac{6{,}6479}{15} = 0{,}4432;\ S^2\{b_i\} = \frac{0{,}4432}{15 \times 3} = 0{,}0098;$$
$$S\{b_i\} = 0{,}099.$$

Определим t-критерий по формуле $t_i = \dfrac{b_i}{S\{b_i\}}$.

Все коэффициенты моделей (1) и (2) проверим на значимость для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$t_0 = \frac{0{,}3727}{0{,}085} = 4{,}38;\quad t_1 = \frac{0{,}3}{0{,}085} = 3{,}5;$$
$$t_2 = \frac{0{,}2619}{0{,}085} = 3{,}08;\quad t_3 = \frac{0{,}31}{0{,}085} = 3{,}6;$$
$$t_{12} = \frac{0{,}01625}{0{,}085} = 0{,}19;\quad t_{13} = \frac{0{,}01625}{0{,}085} = 0{,}19;$$
$$t_{23} = \frac{0{,}02125}{0{,}085} = 0{,}25;$$
$$t_1^2 = \frac{0{,}272}{0{,}085} = 3{,}2;\quad t_2^2 = \frac{0{,}234776}{0{,}085} = 2{,}76;$$
$$t_3^2 = \frac{0{,}279}{0{,}085} = 3{,}28;$$

стандартного:

$$t_0 = \frac{0{,}638}{0{,}099} = 6{,}4;\quad t_1 = \frac{0{,}452}{0{,}099} = 4{,}56;$$
$$t_2 = \frac{0{,}356}{0{,}099} = 3{,}59;\quad t_3 = \frac{0{,}418}{0{,}099} = 4{,}2;$$
$$t_{12} = \frac{0{,}00625}{0{,}099} = 0{,}063;\quad t_{13} = \frac{0{,}01875}{0{,}099} = 0{,}189;$$
$$t_{23} = \frac{0{,}031}{0{,}099} = 0{,}313;$$
$$t_1^2 = \frac{0{,}399}{0{,}099} = 4{,}03;\quad t_2^2 = \frac{0{,}313}{0{,}099} = 3{,}16;$$
$$t_3^2 = \frac{0{,}368}{0{,}099} = 4{,}03.$$

Критическое значение ($t_{кр}$) находим по данным таблиц работы [3]. При степени свободы $n(r-1) = 30$ и значимости $a = 5\ \%$ имеем $t_{кр} = 1{,}697$. Если $t > t_{кр}$, то гипотеза отвергается, и коэффициент признается значимым. В нашем примере коэффициенты b_{12}, b_{13}, b_{23} являются незначимыми.

Математические модели, включающие в себя только значимые коэффициенты, при шлифовании имеют вид для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$Y = 0{,}3727 + 0{,}3X_1 + 0{,}2619X_2 + 0{,}31X_3 + \\ + 0{,}272X_1^2 + 0{,}235X_2^2 + 0{,}279X_3^2; \qquad (3)$$

стандартного:

$$Y = 0{,}3727 + 0{,}3X_1 + 0{,}2619X_2 + 0{,}31X_3 + \\ + 0{,}272X_1^2 + 0{,}235X_2^2 + 0{,}279X_3^2. \qquad (4)$$

Для получения уравнения в натуральных значениях параметров режима шлифования (S_p, v_d, S_t) вместо X_i в уравнения (3) и (4) подставим значения из формулы преобразования.

Таким образом, регрессионные зависимости показателей шероховатости поверхностей, обработанных разнозернистым и стандартным шлифовальными кругами, в натуральных значениях факторов имеют вид при шлифовании кругами:

разнозернистым:

$$\hat{Y} = 1{,}7719 - 0{,}197S_p - 0{,}2257v_d - 40{,}3t + \\ + 0{,}017S_p^2 + 0{,}026v_d^2 + 697{,}5t^2; \qquad (5)$$

стандартным:

$$\hat{Y} = 2{,}506 - 0{,}286S_p - 0{,}2984v_d - 52{,}7t + \\ + 0{,}025S_p^2 + 0{,}035v_d^2 + 920t^2. \qquad (6)$$

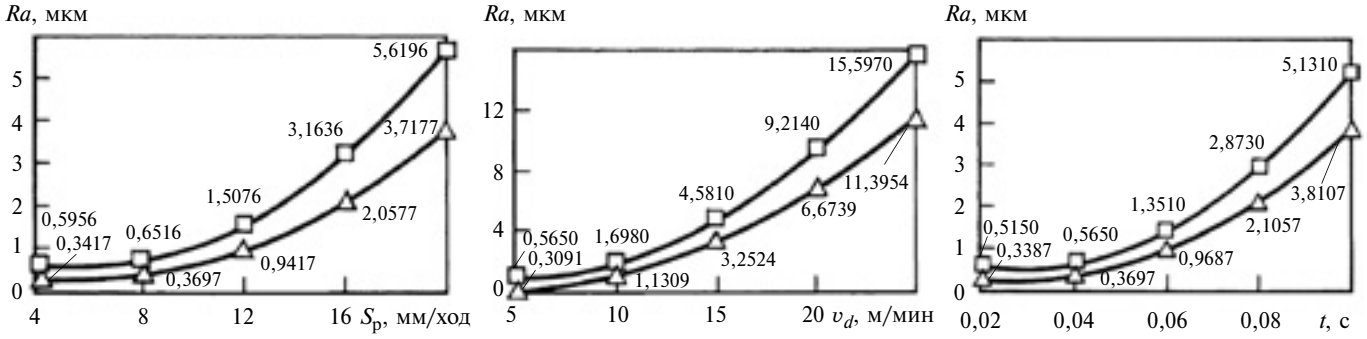
Полученные модели проверим на адекватность. Определим расчетные значения показателя шероховатости по моделям (5) и (6) процесса шлифования для различных точек матриц планирования для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$\hat{Y}_1 = 0{,}38;\ \hat{Y}_2 = 0{,}78;\ \hat{Y}_3 = 0{,}8;\ \hat{Y}_4 = 1;$$
$$\hat{Y}_5 = 0{,}9;\ \hat{Y}_6 = 1{,}5;\ \hat{Y}_7 = 1{,}42;\ \hat{Y}_8 = 2;\ \hat{Y}_9 = 0{,}4;$$
$$\hat{Y}_{10} = 1{,}136;\ \hat{Y}_{11} = 0{,}4355;\ \hat{Y}_{12} = 1{,}07;$$
$$\hat{Y}_{13} = 0{,}4046;\ \hat{Y}_{14} = 1{,}159;\ \hat{Y}_{15} = 0{,}3697;$$

стандартного:

$$\hat{Y}_1 = 0{,}49;\ \hat{Y}_2 = 1{,}4;\ \hat{Y}_3 = 1{,}2;\ \hat{Y}_4 = 2{,}137;$$
$$\hat{Y}_5 = 1{,}33;\ \hat{Y}_6 = 2{,}24;\ \hat{Y}_7 = 2{,}06;\ \hat{Y}_8 = 2{,}97;$$



Зависимости изменения параметра *Ra* шероховатости от поперечной подачи S_p (*а*), скорости v_d детали (*б*) и глубины *t* резания (*в*) при шлифовании разнозернистым и стандартным шлифовальными кругами

$$\hat{Y}_9 = 1{,}028;\ \hat{Y}_{10} = 1{,}796;\ \hat{Y}_{11} = 0{,}67;\ \hat{Y}_{12} = 1{,}56;$$
$$\hat{Y}_{13} = 0{,}689;\ \hat{Y}_{14} = 1{,}7;\ \hat{Y}_{15} = 0{,}65.$$

Определим дисперсию адекватности со степенью свободы $f_{ad} = n - m$ по формулам работы [2], где m — число членов аппроксимирующего полинома (включая свободный член) для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$S^2_{ad} = \frac{r}{n-m}\sum_{v=1}^{n}(\bar{Y}_v - \hat{Y}_v)^2 = 0{,}3689;$$

стандартного:

$$S^2_{ad} = \frac{r}{n-m}\sum_{v=1}^{n}(\bar{Y}_v - \hat{Y}_v)^2 = 0{,}25245.$$

Определим дисперсию воспроизводимости для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$S^2\{Y\} = \frac{\sum_{v=1}^{n} S_v^2}{n} = 0{,}32558;$$

стандартного:

$$S^2\{Y\} = \frac{\sum_{v=1}^{n} S_v^2}{n} = 0{,}4432.$$

Проверку гипотезы на адекватность модели проводили, используя *F*-критерий Фишера. Определим соотношения между дисперсией адекватности и дисперсией воспроизводимости для шлифовальных кругов:

разнозернистого:

$$F = \frac{S^2_{ad}}{S^2\{Y\}} = 1{,}13;$$

стандартного:

$$F = \frac{S^2_{ad}}{S^2\{Y\}} = 0{,}569.$$

Табличное значение критерия Фишера для степени свободы $f_{ad} = 15 - 10 = 5$ (общее число степени свободы) для объединенной дисперсии $S^2\{Y\}$, $f_e = 45 - 15 = 30$ и значимости $\alpha = 10$ % составит $F_{кр} = 1{,}6$, так как $F < F_{кр}$, то полученные модели параметра шероховатости поверхностей шлифованных разнозернистым и стандартным шлифовальными кругами от режима резании адекватны реальным процессам.

На основе математических моделей (5) и (6) построены зависимости (рисунок).

Полученные модели позволяют оптимизировать параметры режима резания для разнозернистого шлифовального круга. Анализ полученных результатов показал, что шероховатость поверхностей полученных шлифованием разнозернистым шлифовальным кругом значительно ниже, чем при шлифовании стандартным. Это объясняется тем, что при обработке разнозернистым шлифовальным кругом в одном технологическом переходе происходит и черновое, и чистовое шлифование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гусейнов Г. А., Багиров С. А.** Разнозернистый шлифовальный круг // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 56—58.

2. **Кацев П. Г.** Статистические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1974. 274 с.

3. **Ивченко Г. И., Медведев Ю. И.** Математическая статистика. М.: Высшая школа, 1984. 374 с.

УДК 541.138:541.182.4

Д. В. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук
(Дальневосточный ГТУ им. В. В. Куйбышева, г. Владивосток),
e-mail: Ondivl@mail.ru

Механическое получение нанодисперсных металлов (вольфрама и молибдена) для формирования функциональных композитных систем[1]

Представлено получение нанодисперсных порошков вольфрама и молибдена высокой чистоты (~99,2 %) с размером частиц 30÷350 нм методом магнийтермического восстановления оксидов WO_3 и MoO_3 в условиях механоактивации.

Ключевые слова: нанодисперсный порошок, механосинтез, механоактивация, нанокомпозитный материал.

Production of high-clean (~99,2 %) nano-dispersed tungsten and molybdenum powders with the particles size 30÷350 nm by the method of thermal-magnesium reduction of oxides WO_3 and MoO_3 in the mechano-activation conditions has been described.

Keywords: nano-dispersed powder, mechano-synthests, mechano-activation, nano-composite material.

Создание современных композитных материалов с принципиально новыми характеристиками неразрывно связано с получением нанодисперсных металлов, которые чаще всего используются как наполнители для сдерживающих матриц композитных систем [1—6]. При выборе нанодисперсных наполнителей и создании нанокомпозитных материалов определяющими характеристиками являются: удельная поверхность, характер упаковки частиц наполнителя, их распределение в сдерживающей матрице, наличие на поверхности функциональных групп, их реакционная активность.

Выбор нанодисперсных наполнителей и их количества в сдерживающей матрице при формировании композитных материалов в основном осуществляется эмпирически в зависимости от требуемых свойств материала и области его применения. Наличие большого спектра наполнителей различной природы, разных размеров и физико-химических свойств предоставляет исследователям широкие возможности при модифицировании композитов и разработке новых материалов.

Существует ряд эффективных способов получения нанодисперсных металлов, в основе которых лежит деструкция вещества в плазме электрического разряда с использованием: электрической дуги, плазмотронного излучения, тлеющего разряда, взрыва тонких проволочек, а также плазмохимический способ и др. В данной работе рассматривается получение нанодисперсных порошков металлов по механохимической технологии [2—4, 7—10].

Получение таких нанодисперсных металлов, как вольфрам и молибден, и формирование из них функциональных композитных систем в Дальневосточном государственном техническом университете (ДВГТУ) им. В. В. Куйбышева в лабораториях "Синтез неорганических материалов" и "Материаловедение и функциональные наноматериалы" осуществлялось с помощью механохимической технологии. Для получения нанодисперсных элементов использовали предварительно механоактивированные ангидриды WO_3 и MoO_3 с удельной поверхностью 270 $м^2/г$, размер частиц которых составлял около 0,7 мкм, а также магний МГ-90 в виде мелкой стружки. Для очищения от примесей использовали 10 %-й раствор HCl, ацетон ЧДА (ГОСТ 2603—79) и дистиллированную воду. Ангидрид вольфрама (WO_3) был предварительно получен из шеелита ($CaWO_4$) по разработанной механохимической технологии [2, 4, 10].

Эксперименты по восстановлению ангидридов WO_3 и MoO_3 осуществляли на энергонапряженной вибромельнице, разработанной в ДВГТУ [2], и на варио-планетарной мельнице фирмы Fritsch. В качестве размалывающих тел в энергонапряженной вибромельнице и варио-планетарной мельнице использовали шары из твердого сплава ВК8 диаметром 14 мм. Механореактор энергонапряженной вибромельницы представляет собой герметический стальной контейнер с внутренним диаметром 50 мм высотой 125 мм с отверстием для подвода газов. Для варио-планетарной мельницы использовали герметичный контейнер из коррозионно-стойкой стали с внутренним диаметром 75 мм высотой 100 мм с отверстием для подвода газов.

В качестве исходных компонентов использовали 45,55 г WO_3, 20 г MoO_3 и 10 г магния. Количество компонентов рассчитывали в соответствии со стехиометрией химических реакций восстанов-

[1] Работа выполнена в рамках программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009—2013 гг.".

ления ангидридов WO_3 и MoO_3 магнием:

$$MoO_3 + 3Mg = Mo + 3MgO$$
(2:1 по массе);

$$WO_3 + 3Mg = W + 3MgO$$
(4,55:1 по массе).

Для восстановления ангидридов WO_3 и MoO_3 на энергонапряженной вибромельнице использовали режим: частота колебаний механореактора 12 Гц; амплитуда 90 мм; среда — аргон, интенсивность (отношение массы исходных материалов к массе размалывающих шаров) 1:20; степень заполнения механореактора шарами — 30 % от его объема; масса шаров 480 г; продолжительность синтеза: для WO_3 — 21 мин, для MoO_3 — 27 мин.

Для восстановления ангидридов WO_3 и MoO_3 на варио-планетарной мельнице использовали режим, разработанный фирмой Fritsch для синтеза тугоплавких соединений, приближенный к режиму энергонапряженной вибромельницы. Продолжительность синтеза: для WO_3 — 25 мин, для MoO_3 — 33 мин. Время синтеза при восстановлении ангидрида WO_3 на обоих мельницах меньше времени при восстановлении MoO_3, что обусловлено, вероятно, тем, что реакция с вольфрамом имеет более высокий тепловой эффект.

Синтез на энергонапряженной вибромельнице занял меньше времени, чем на варио-планетарной мельнице, что связано с более высокой энергонапряженностью вибромельницы.

Полученные порошки во избежание окисления извлекали из реакторов в боксе биологической безопасности третьего класса (АСЗ) и помещали в стеклянные колбы. Затем небольшими порциями добавляли раствор HCl для удаления MgO и других примесей. Полученные смеси отстаивали до полного осаждения частиц вольфрама и молибдена, после чего раствор удаляли с помощью специального откачивающего устройства. Далее полученный материал несколько раз промывали дистиллированной водой и ацетоном. Полученные густые пасты сушили до полного удаления ацетона в специальной вакуумной сушке, которой оборудован бокс биологической безопасности. Окончательно высушенный материал помещали в резервуар ультразвуковой ванны и разбивали ультразвуком для предотвращения конгломерации частиц. Полученные порошки расфасовывали в герметичные стеклянные бюксы.

Фазовый состав полученных нанодисперных вольфрама и молибдена определяли методом рентгенофазового анализа на дифрактометре D8 ADVANCE (Германия) в медном Kα-излучении по стандартной методике. Идентификация соединений, входящих в состав исследуемых образцов, выполнялась в автоматическом режиме поиска EVA с использованием банка данных PDF-2.

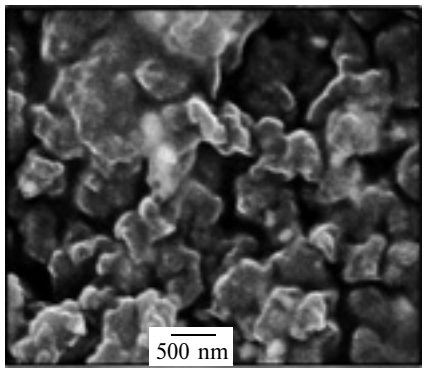
Структуру поверхности, форму и размер частиц нанодисперных металлов исследовали с помощью электронно-сканирующего микроскопа EVO-50XVP фирмы "Carl Zeiss" (Германия).

Строение нанодисперсных металлов исследовали с помощью атомно-силового микроскопа SOLVER-PRO (Россия). Распределение размеров частиц, гранулометрический и элементный состав устанавливали с помощью лазерного анализатора частиц Анализетте 22 фирмы Fritsch.

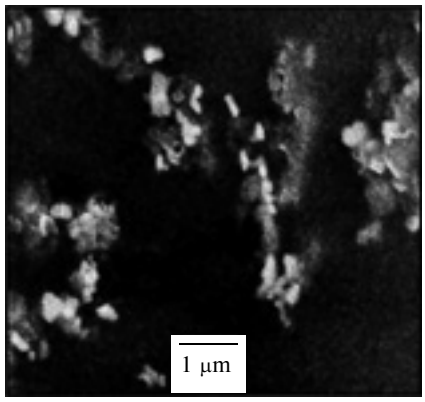
Удельную поверхность определяли на анализаторе удельной поверхности Сорбтометр-М (ЗАО "КАТАКОН", Россия, г. Новосибирск). Значение удельной поверхности устанавливали по термодесорбции азота. Содержание примесей определяли плазменным атомно-абсорбционным анализом на приборе АА-780 Nippon Jharrell Ash (Япония).

Извлечение из механореактора, отмывку, сушку и расфасовку полученных нанодисперсных металлов осуществляли в боксе биологической безопасности с вакуумной сушкой и ультразвуковой ванной.

На энергонапряженной вибромельнице и варио-планетарной мельнице методом механохимического восстановления получены порошки вольфрама и молибдена (рис. 1, 2). Используя атомно-силовой метод (АСМ), электронно-сканирующую микроскопию (ЭСМ) и лазерный анализ частиц установили, что синтезированные порошки являются нанодисперсными (размер частиц 30÷350 нм) и находятся преимущественно в кристаллической форме. Частицы вольфрама, полученные как на энергонапряженной, так и на варио-планетарной мельницах, имеют преиму-

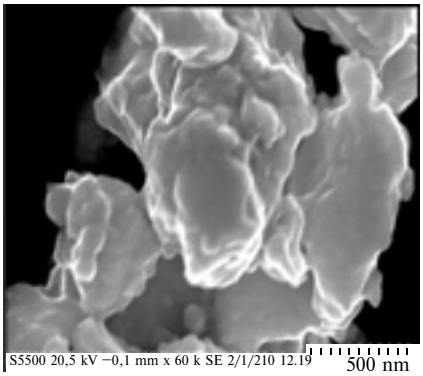


а)

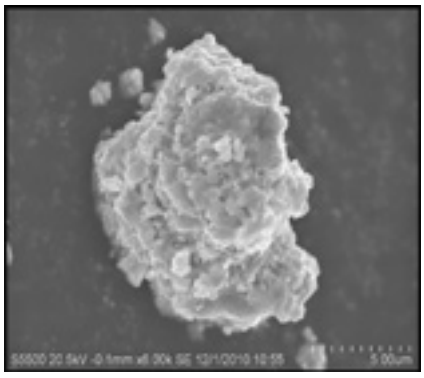


б)

Рис. 1. Фотограции наноразмерного вольфрама, полученного на энергонапряженной вибромельнице (*а*) и варио-планетарной мельнице (*б*) (частицы размерностью 30÷300 нм, образец напылен золотом)



а)



б)

Рис. 2. Фотограции наноразмерного молибдена, полученного на энергонапряженной вибромельнице (*а*) и вариопланетарной мельнице (*б*) (частицы размерностью 70÷350 нм)

щественно глобулярные округлые формы. Однако на некоторых участках наблюдаются частицы хлопьевидной, осколочной форм, а также в виде куба с размерами частиц 50÷150 нм. Форма частиц связана, по-видимому, с их получением в момент восстановления в расплавленном состоянии и последующим быстрым охлаждением. Частицы молибдена, полученные как на энергонапряженной, так и на варио-планетарной мельницах, имеют преимущественно пластинчатую и чешуйчатую формы, размер частиц 70÷350 нм. Наблюдаются отдельные агломераты округлой формы, размеры частиц от 1 мкм и выше.

Порошки вольфрама и молибдена, синтезированные на энергонапряженной мельнице, имеют нанопористую структуру со средним размером пор 5÷20 нм. Нанопористая структура порошков, синтезированных на варио-планетарной мельнице, имеет средний размер пор 15÷60 нм, что связано с более высокой энергонапряженностью вибромельницы.

Методом рентгенофазового анализа было показано, что полученные нанодисперсные порошки имеют преимущественно кристаллическую структуру с незначительным содержанием аморфной фазы. Возможно, что рентгеноаморфность связана с нанометрическими размерами частиц. Кристаллическая структура указывает на то, что вольфрам и молибден были получены в виде расплавов, так как твердофазные методы дают преимущественно аморфные продукты.

Методами спектрального и лазерного анализов установлено, что полученные порошки имеют включения в виде химических элементов: кремния, серы, хрома, железа, алюминия, титана, никеля, кобальта, цинка. Атомно-абсорбционным анализом установлено, что в полученных нанодисперных порошках содержится соответственно 99,18 % (по массе) чистого вольфрама и 99,27 % молибдена; имеются примеси, %: железа — 0,36÷0,38; марганеца — 0,2÷0,23; цинка — 0,082÷0,084; титана — 0,012÷0,015.

Полученные нанодисперсные порошки имеют высокоразвитую поверхность ($S_{уд} \approx 370 \div 520$ м^2/г) и обладают повышенной химической и структурной активностью. Повышенная химическая активность связана с наличием на поверхности частиц большого числа нескомпенсированных связей различной природы. Это обусловливает резкое изменение физико-химических свойств частиц в наноразмерном состоянии по сравнению с грубодисперсными порошками. Высокоразвитая поверхность частиц, а, следовательно, и избыточная поверхностная энергия приводят к активному насыщению композитов газами из окружающей среды на этапе синтеза, особенно при взаимодействии с воздухом. Поэтому для подавления поверхностной активности и создания своего рода пассиваторной защиты восстановление ангидридов WO_3 и MoO_3 осуществлялось в среде аргона. Дальнейшие операции по извлечению из механореактора, отмывке, сушке и расфасовке нанодисперсных порошков выполняли в боксе биологической безопасности.

Полученные нанодисперные порошки вольфрама и молибдена использовали в качестве наполнителей углеродных матриц при формировании анодных нанокомпозитных систем "углерод + нанодисперсные металлы" для литий-ионных (полимерных) аккумуляторов.

В настоящее время ведется работа по созданию анодных электродов на базе сформированных нанокомпозитных систем для их дальнейшего апробирования в системах полимерных аккумуляторов на заводе "TSE", специализирующемся на выпуске литий-ионных аккумуляторов.

Предполагается, что нанодисперсный порошок молибдена обладает значительными каталитическими свойствами. Это позволит создать эффективные катализаторы для очистки нефти. Возможно применение синтезированных нанодисперсных порошков вольфрама и молибдена для создания тугоплавких соединений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Упрочнение** металлических, полимерных и эластомерных материалов ультрадисперными порошками плазмохимического синтеза // М. Ф. Жуков, И. Н. Черский, А. Н. Черепанов и др. Новосибирск: Сибирская издательская фирма РАН. Т. 14. 1999. 312 с.

2. **Попович А. А.** Механохимический синтез тугоплавких соединений. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. 201 с.

УДК 621.891.22

В. П. БИРЮКОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова),
e-mail: laser-52@yandex.ru

Изменение свойств борсодержащих покрытий воздействием лазерным лучом

Показаны преимущества лазерного воздействия на боридные слои, полученные при печном нагреве и нанесенные плазменным напылением на стальные образцы.

Ключевые слова: боридные слои, лазерная обработка, расфокусированный и сканирующий лазерный луч, износостойкость.

The advantages of laser action on the boride layers, being obtained at the furnace heating and applied by plasma spraying on the steel samples have been shown.

Keywords: boride layers, laser treatment, defocused and scanning laser beam, durability.

Особенности формирования структуры борированных слоев в железоуглеродистых сплавах при лазерном воздействии исследовались в работах [1—3]. Борсодержащую обмазку наносили на образцы из технического железа и стали 40Х. Импульсную лазерную обработку осуществляли на установке "Квант-16". Микротвердость твердого раствора бора в железе — 3700 МПа, эвтектической структуры дендритного строения Fe_α + Fe_3B — 6300 МПа, технического железа — 6000÷16 000 МПа, стали 40Х — 10 000÷16 000 МПа. В стали 40Х микротвердости боридных структур: Fe_2B — 16 800 МПа, Fe_2B + + FeB — 16 800÷18 900 МПа, FeB — 18900÷21000 МПа [1]. Результаты испытаний на машине трения СМЦ-2 показали уменьшение коэффициента трения в паре "ролик—колодка" во всем диапазоне нагружения вплоть до заедания. Так, при испытании неупрочненной колодки с объемно-закаленным роликом давление заедания составило 5,8 МПа, с упрочненной лазером колодкой — 8,2 МПа, после лазерного легирования — 10,5 МПа. В работе [2] на образцы стали 45 наносили аморфный бор в виде обмазки толщиной ≈30 мкм. Оплавление осуществляли в среде аргона непрерывным CO_2-лазером. Металлографический анализ показал, что глубина оплавления составила 40÷50 мкм, микротвердость борированных слоев — 12 000 МПа. Под борированным слоем располагается зона закалки (500÷600 мкм твердого состояния) с микротвердостью 7800÷ 8500 МПа. Легирование поверхности технического железа, сталей 40 и У8 из обмазки, содержащей аморфный бор, толщиной 150÷300 мкм с помощью непрерывного лазерного излучения мощностью 1 кВт описано в работе [3]. Глубина борированного слоя увеличивается с повышением содержания углерода. По данным рентгеноструктурного анализа борированный слой в техническом железе состоит из трех фаз: FeB, Fe_2B и α-фазы, т. е. бористого феррита. В сталях 40 и У8 кроме этих фаз присутствует бороцементит $Fe_3(B, C)$ — твердый раствор с переменной концентрацией бора и углерода на базе цементита. Микротвердость в зоне легирования составила: бориды — 13 000÷18 000 МПа; эвтектика — 7000÷12 000 МПа; α + эвтектика — 3800÷11 000 МПа; бориды + + эвтектика — 8000÷19 000 МПа. Меньшая микротвердость соответствует техническому железу, большая — стали У8, т. е. с повышением содержания углерода твердость увеличивается.

В диапазоне 0,05÷0,5 м/с малых скоростей скольжения диффузионные боридные слои, полученные методом химико-термической обработки, интенсивно разрушаются [4]. Основными причинами разрушения являются: отсутствие износостойких вторичных структур; высокая хрупкость боридов железа; наличие микротрещин и пор в боридном слое. Боридные частицы, отделившиеся от поверхностного слоя, имеют высокую микротвердость и инициируют развитие абразив-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 61)

3. **Получение** нанодисперсного кремния для создания анодных композиционных матриц системы: углерод — кремний / А. А. Попович, П. А. Никифоров, Д. В. Онищенко и др. // Химическая технология. Т. 8. 2007. № 11. С. 481—484.

4. **Онищенко Д. В., Бойко Ю. Н., Попович А. А.** Технология формирования анодных нанокомпозитных систем из возобновляемого растительного сырья и нанодисперсных элементов для циклируемых источников тока // Вопросы материаловедения. 2010. № 3 (63). С. 86—95.

5. **Оптические** и магнитооптические свойства гранулированных магнитных наноструктуктр CoFeB—SiO_2 и CoFeZr—Al_2O_3 / А. М. Калашникова, В. В. Павлов, Р. В. Писарев и др. // ФТТ. Т. 46. 2004. № 11. С. 2092—2098.

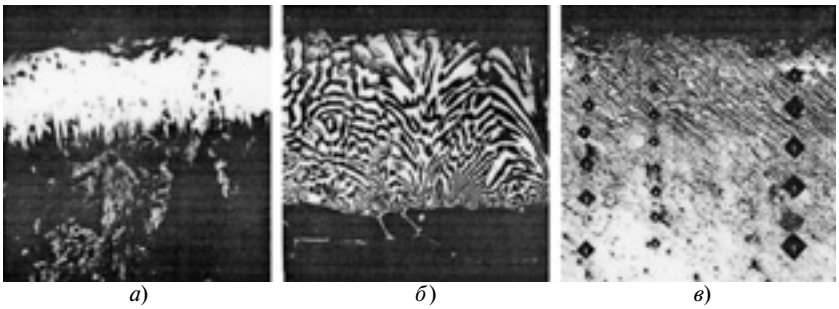
6. **Холькин А. П., Патрушева Т. Н.** Экстракционно-пиролитический метод. Получение функциональных оксидных материалов. М.: КомКнига, 2006. 288.

7. **Пат. на полез. мод. 67777 Рос. Федерации:** Устройство для изготовления анодного материала.

8. **Пат. на полез. мод. 72358 Рос. Федерации:** Устройство для изготовления анодного материала.

9. **Пат. 2327255 Рос. Федерации:** Способ получения анодного материала.

10. **Пат. 2340042 Рос. Федерации:** Способ получения анодного материала.



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Микрошлифы борированных слоев:
а — игольчатое строение, формирование слоя в твердом состоянии при насыщении; *б* — эвтектическое строение, формирование слоя в жидком состоянии при насыщении; *в* — псевдоэвтектическое строение, формирование слоя в жидкокристаллическом состоянии

ного изнашивания. У композиционных структур, пластичность которых во много раз выше, чем сплошного боридного слоя, абразивное изнашивание значительно меньше из-за отсутствия сколов и трещин в поверхностном слое во всем рассматриваемом диапазоне скоростей скольжения. В композиционных структурах в результате пластической деформации при трении и изнашивании приложенная нагрузка действует преимущественно на хрупкую составляющую. Энергия разрушения мелкодисперсных частиц значительно больше энергии разрушения боридов, имеющих размеры в десятки и сотни микрометров. Кроме того, твердые частицы боридов железа препятствуют движению дислокаций и тем самым способствуют увеличению степени упрочнения самой матрицы.

В экспериментах исследуемые борированные слои получены при насыщении в порошковой смеси, содержавшей: 3 % NH_4F, 10 % Al_2O_3, 87 % B_4C. Температура насыщения составила 950 °С, продолжительность 6 ч [5].

Цель данной работы — повышение пластичности борированных слоев и расширение области их применения. Основными способами достижения поставленной задачи являются: изменение фазового состава с уменьшением твердости; диспергирование структуры поверхности и/или подслоя; обеспечение плавного перехода от твердости поверхности к твердости сердцевины; создание разгрузочных зон.

Боридные слои имеют игольчатое строение. Основными фазами слоев являются FeB и Fe_2B с твердостью соответственно 2150 и 1600 *HV*. Однако структура слоев во многом зависит от технологии получения. Наиболее характерные виды борированных слоев представлены на рис. 1.

Анализ микроструктуры покрытия проводили на металлографических шлифах, которые были изготовлены с использованием отрезного станка Viper, заливочного пресса PR-32 и автоматического полировального станка SS-2000 фирмы LECO. Для шлифовки применяли абразивную шлифовальную бумагу разной зернистости, для последующей полировки — алмазные суспензии с частицами размером 3, 1 и 0,05 мкм. Для выявления микроструктуры поверхность шлифа подвергалась травлению 4 %-м раствором HNO_3 в этиловом спирте.

На оптическом микроскопе PME-3 Olympus с цифровой видеокамерой, используя анализатор изображения IA-3001 фирмы "LECO", проведен металлографический анализ микроструктуры покрытия.

Микротвердость покрытия измеряли на микротвердомере М-400-Н (LECO) при нагрузке 0,1 Н.

Исследование микроструктуры покрытия образцов после химико-термической обработки показало, что оно состоит, по крайней мере, из двух слоев: крупных столбчатых фаз размером более 100 мкм и серого слоя, расположенного между ними и под ними. Кроме того, в приповерхностном слое наблюдались поры размером ≈50 мкм (рис. 2).

Лазерную обработку проводили на сканере для пространственного управления лазерным лучом, оснащенном лазерной установкой "Комета-М" и сканирующими устройствами для высокочастотных колебаний луча [6]. Мощность излучения изменяли от 700 до 1300 Вт. Скорость перемещения луча 2÷50 мм/с. Лазерное нагревание боридного покрытия выполняли расфокусированным и сканирующим лучами с частотой 220 Гц в поперечном направлении относительно его перемещения. Ширина зоны лазерного воздействия при обработке расфокусированным лучом составила 2,4÷3,2 мм, сканирующим лучом — 5,6÷6,1 мм. В результате высокоскоростного нагревания и охлаждения вследствие теплопроводности материала происходит дробление структуры и устранение дефектов в виде пор, что может способствовать повышению износостойкости слоев, упрочненных лазерным лучом. Микрофотографии шлифов после лазерной обработки представлены на рис. 3. Средняя микротвердость столбчатых структур составила 15 000 МПа, серых зон — 7500 МПа. Нагревание основы приводит к образованию

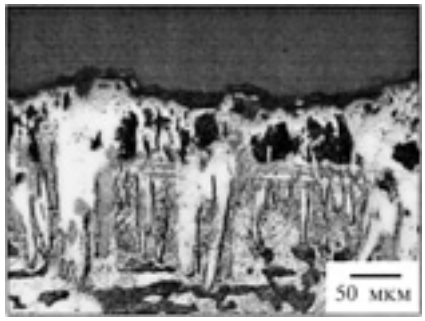


Рис. 2. Микрошлиф борированного слоя после химико-термической обработки

Рис. 3. Микрошлифы борированных зон после лазерного упрочнения

мартенсита на месте бывших перлитных зерен. Феррит претерпевает фазовый наклеп и его микротвердость повышается в 1,5÷2 раза относительно исходного состояния. При воздействии на поверхность расфокусированным лучом на всех режимах наблюдается частичное выгорание боридного покрытия. При обработке высокочастотным сканирующим лучом топография поверхностного слоя имеет более ровный характер и незначительно отличается от исходного состояния.

В ИМАШ РАН проведены сравнительные испытания на абразивное изнашивание борированных слоев после химико-термической обработки и лазерного упрочнения. Испытания выполняли по схеме Бринелля—Хаворта в течение 30 мин. К вращающемуся резиновому диску прикладывали нагрузку в 26 Н. В зону трения подавался кварцевый песок с фракцией 0,2÷0,4 мм. Средняя потеря массы в партии из трех образцов после химико-термической обработки составила 0,02985 г, после упрочнения 50 % поверхности трения сканирующим лазерным лучом с частотой 225 Гц — 0,01950 г, при упрочнении всей поверхности — 0,00626 г. Таким образом, лазерное упрочнение 50 % поверхности трения повышает износостойкость боридных слоев в 1,5÷2 раза, а упрочнение всей поверхности — в 4÷5 раз.

В настоящее время для упрочнения деталей и восстановления поверхностей трения широко применяется метод плазменного напыления покрытий. Однако при этом не всегда обеспечивается необходимая прочность сцепления покрытия с основой. Исправить это можно активацией поверхности различными способами: предварительным подогревом; изменением химического состава; теплофизических свойств, плазмы, среды; активацией подложки мощным ультразвуковым облучением при напылении; применением самофлюсующихся порошков с последующим оплавлением.

Для увеличения прочности сцепления плазменного покрытия применяли лазерное оплавление расфокусированным неподвижным лучом при вращении образца и сканирующим лучом с частотой 220 Гц по нормали к вектору скорости вращения образца. На тех же режимах обрабатывали образцы по спирали. Для оплавления покрытия использовали лазерную установку Комета-М. Мощность излучения изменяли от 900 до 1400 Вт, скорость перемещения образца — от 5 до 15 мм/с. Диаметр лазерного луча составлял 3÷4 мм, ширина сканирования — 5÷10 мм. На образцы из стали 45 диаметром 23 мм и длиной 150 мм наносили напыление на стандартной установке УПУ-3Д. Для напыления использовали серийно выпускаемый порошок ФБХ6-2, применяемый для восстановления деталей, работающих в условиях абразивного, коррозионно-механического и других видов изнашивания. Толщина порошковых покрытий составляла 0,3÷0,35 мм.

Металлографические исследования проводили по стандартной методике. Покрытие характеризовалось слоистой структурой с темными и светлыми фазами с различными по форме и объему включениями. В месте контакта покрытия с основой и в самом покрытии наблюдались поры. На границе с основой имелись частичные отслоения. После обработки лазером структура резко менялись. На ряде режимов происходило перемешивание покрытия с основой и формирование нового поверхностного слоя. Наибольшая глубина проплавления наблюдалась при низких скоростях обработки и более высокой мощности лазерного луча. При оплавлении неподвижным лучом по центру дорожки образовывалась зона более глубокого проплавления. При оптимально подобранных режимах наблюдалось частичное оплавление материала подложки при отсутствии отслоений и пор. Микротвердость определяли с помощью микротвердомера ПМТ-3 при нагрузке в 0,5 Н. В зависимости от режимов обработки микротвердость изменялась от 6000 до 9200 МПа.

Таким образом, разработаны режимы лазерной обработки, позволяющие получать фрагментированные структуры боридных слоев и переводить их в разряд композиционных борированных слоев. При этом размеры фрагментов составляют 20÷30 мкм. В результате лазерного воздействия устраняются дефекты в виде пор и измельчается структура поверхностного слоя. Наиболее твердыми являются крупные столбчатые фазы, твердость серого слоя в 2 раза меньше. Под покрытием располагается зона термического влияния, состоящая из мартенсита, что обеспечивает плавное распределение твердости от поверхности к сердцевине детали. Лазерные дорожки с фрагментированным слоем обладают большей пластичностью. Износостойкость

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.9.025.7

С. Н. ГРИГОРЬЕВ, В. В. КУЗИН (МГТУ "Станкин"),
Д. БУРТОН, А. БАТАКО, доктора технических наук
(Ливерпульский университет Джона Муреса, Великобритания),
e-mail: kysena@post.ru

Влияние силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики

Представлены результаты исследований влияния сосредоточенных и распределенных нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики с учетом нелинейности свойств оксида алюминия и серого чугуна.

Ключевые слова: режущая пластина, оксид алюминия, сосредоточенные и распределенные нагрузки, перемещения, напряженно-деформированное состояние.

The investigation results of the concentrated and distributed loads influence on the stress-strain state of the cutting blades from oxide ceramics in view of the nonlinear properties of the aluminum oxide and cast iron are presented.

Keywords: cutting blade, aluminum oxide, concentrated and distributed loads, displacements, stress-strain state.

Появление режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия (белая керамика) в середине прошлого века ознаменовало начало нового этапа в решении проблемы повышения производительности механической обработки [1]. Однако нестабильность эксплуатационных показателей инструментов из нового материала обусловливала поиск методов совершенствования оксидной керамики как первоочередную задачу [2]. Установление основных закономерностей изменения напряженно-деформированного состояния (НДС) режущей пластины из оксидной керамики под действием внешних нагрузок может наполнить новым содержанием традиционные подходы в решении этой задачи.

В исследованиях влияния сосредоточенных и распределенных силовых нагрузок на НДС режущих пластин из оксидной керамики использовалась автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин RKS-ST v.1.0 [3]. Основной объем расчетов выполнен для режущей пластины со следующими параметрами: $a = b = 50$ мкм; $n1 = 6$; $n2 = 6$; $n3 = 6$; $n4 = 4$; $c = 1{,}5$. При моделировании приняли условие, что в расчетной схеме зерно, межзеренная фаза и матрица — это тугоплавкое соединение Al_2O_3. В качестве обрабатываемого материала использовали серый чугун СЧ32.

Расчетные схемы нагружения приведены на рис. 1 (см. 1-ю стр. вкладки). В первом случае режущую пластину нагружали одной сосредоточенной силой F_1 под углом β_1 (рис. 1, *а*), во втором — двумя сосредоточенными силами F_1 и F_2, приложенными под углами β_1 и β_2 соответственно (рис. 1, *а*), в третьем — распределенной нагрузкой P (рис. 1, *б*).

Для оценки деформаций, температур и напряжений в режущих пластинах использовали контрольные точки — фиксированные узлы или конечные элементы конструкции. В качестве базовых точек использовали шесть контрольных точек (1÷6), расположение и характеристики которых приведены соответственно на

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 64)

возрастает практически пропорционально увеличению их площади. Лазерное оплавление покрытия, нанесенного плазменным методом, устраняет дефекты в виде отслоений и пор.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лахтин Ю. М., Коган Я. Д., Бурякин А. В.** Поверхностное насыщение стали бором при воздействии излучения лазера // МиТОМ. № 11. 1985. С. 9—11.

2. **Структура** и свойства сталей после борирования с использованием лазерного нагрева / А. Б. Лысенко, Н. Н. Козина, Р. Т. Гуляева и др. // МиТОМ. № 3. 1991. С. 2—4.

3. **Особенности** формирования структуры поверхностного слоя при лазерном борировании / И. А. Тананко, А. А. Левченко, Р. Т. Гуйва и др. // Физика и химия обработки материалов. № 4. 1989. С. 72—77.

4. **Лабунец В. Ф., Ворошнин Л. Г., Киндрачук М. В.** Износостойкие боридные покрытия. Киев: Техника, 1989. 158 с.

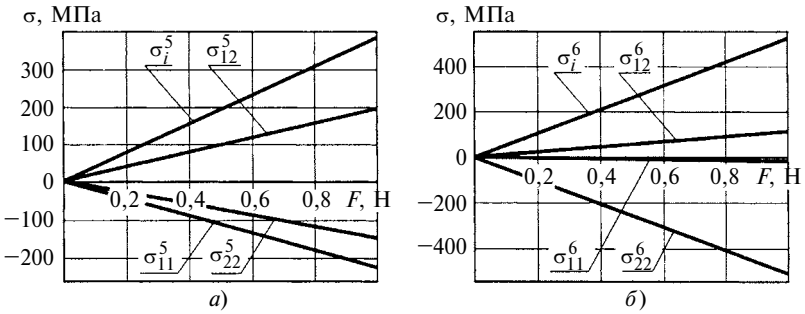
5. **Крукович М. Г., Прусаков Б. А., Сизов И. Г.** Пластичность борированных слоев. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 384 с.

6. **Бирюков В. П.** Промышленное применение CO_2-лазеров для наплавки, упрочнения деталей и точного раскроя листовых материалов // Тяжелое машиностроение. № 4. 2006. С. 25—28.

рис. 1 и в табл. 1. Линии на рис. 1 соответствуют определенным контрольным точкам (КТ), индексы показателей соответствуют номеру КТ.

Для наглядного представления напряженного состояния поверхностных слоев керамических режущих пластин на рисунках приведены увеличенные зоны контактного взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом.

Характерные поля деформаций, сформировавшиеся в режущей пластине из Al_2O_3 под действием одной сосредоточенной силы F_1 ($\beta_1 = 45°$), приведены на рис. 2 (см. 1-ю стр. вкладки). Анализ показал наличие высокой локальности упругих деформаций в режущей пластине под действием этой нагрузки. Область упругих деформаций имеет хорошо различимую границу, в пределах которой перемещение всех КТ осуществляется в одном направлении. Это направление определяется углом β приложения сосредоточенной силы F (см. рис. 2, стрелки u, v).



а) *б*)

Рис. 4. Зависимости изменения напряжений σ в КТ 5 (*а*) и 6 (*б*) режущей пластины из Al_2O_3 ($\beta_1 = 45°$; ОМ — СЧ32) от сосредоточенной силы F

Результаты расчетов горизонтальных u и вертикальных v перемещений КТ в режущей пластине из Al_2O_3 под действием сосредоточенной силы $F = 0{,}001 \div 0{,}1$ Н ($\beta = 45°$) представлены в табл. 2. Увеличение сосредоточенной силы приводит к повышению перемещений всех КТ.

Наибольшие горизонтальные u и вертикальные v перемещения имеет КТ1, которая перемещается в положение 1^1 (см. рис. 2). Перемещения КТ уменьшаются при удалении от точки приложения сосредоточенной силы F (см. перемещения КТ 3 и 4), которые занимают соответственно положения 3^1 и 4^1. Установлено, что зависимости перемещения КТ от сосредоточенной силы F имеют вид: $u = A_F F$ и $v = B_F F$, где A_F и B_F — коэффициенты (табл. 3).

Под действием сосредоточенной силы в режущих пластинах формируются поля напряжений (рис. 3, см. 2-ю стр. вкладки), которые имеют четкие границы и форму, симметричную оси приложения сосредоточенной силы F. В области контактного взаимодействия инструмента с заготовкой формируются напряжения из-за разницы механических свойств оксидной керамики и обрабатываемого материала.

Наибольшие напряжения зафиксированы в точке приложения нагрузки (КТ1), причем увеличение сосредоточенной силы F приводит к повышению σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i во всех контрольных точках режущей пластины. В качестве примера на рис. 4 приведены зависимости для КТ 5 и 6.

Анализ расчетных данных показал, что влияние сосредоточенной силы F на напряжения в КТ режущей пластины характеризуется зависимостями: $\sigma_{11} = A_F F$; $\sigma_{22} = B_F F$; $\sigma_{12} = C_F F$; $\sigma_i = D_F F$, где A_F, B_F, C_F и D_F — коэффициенты (табл. 4).

Угол β действия сосредоточенной силы F также заметно влияет на напряженное состояние керамической режущей пластины, причем характер этого влияния определяется расположением КТ. Например, для КТ 5, находящейся на оси симметрии режущей

Таблица 1

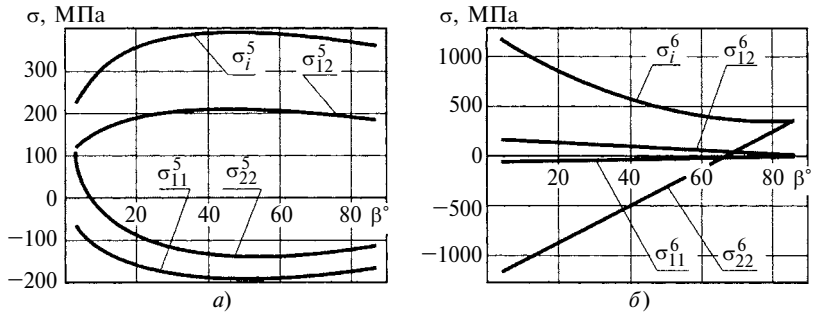
КТ	Расположение КТ в режущей пластине	Перемещение — узел	Температура и напряжения — конечный элемент
1	Лезвие	4	166
2	Центральная часть	124	403
3	Задняя поверхность	222	570
4	Передняя поверхность	240	603
5	Центральная часть	65	241
6	Задняя поверхность	31	221

Таблица 2

F, Н	Перемещения, 10^{-10} м							
	КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
	u	v	u	v	u	v	u	v
0,001	22,2	−22,2	11	−11	3,64	−4,35	4,35	−3,64
0,01	222,7	−222,7	111,5	−111,5	36,4	−43,5	43,5	−36,4
0,1	2227	−2227	1115	−1115	364	−435	435	−364

Таблица 3

КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
A_F	B_F	A_F	B_F	A_F	B_F	A_F	B_F
$2 \cdot 10^{-6}$	$-2 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$-1 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-7}$	$-4 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$	$-4 \cdot 10^{-7}$



а) *б*)

Рис. 5. Зависимости изменения напряжений σ в КТ 5 (*а*) и 6 (*б*) режущей пластины из Al_2O_3 (F = 0,1 Н, ОМ — СЧ32) от угла действия β сосредоточенной силы F

пластины, наибольшие напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i фиксируются при β = 45÷60° (рис. 5, *а*). Однако наибольшие напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i в КТ 6 зафиксированы при малых значениях β (рис. 5, *б*). При увеличении угла β происходит линейное уменьшение напряжений σ_{11}, σ_{22} и σ_{12}, причем σ_{22} меняет знак напряжений при β = 65°, в результате чего интенсивность напряжений σ_i в КТ 6 также уменьшается при увеличении угла β.

Поле деформаций, сформировавшееся в режущей пластине под действием двух сосредоточенных сил $F_1 = F_2$ ($\beta_1 = \beta_2 = 45°$), приведено на рис. 6. Видно, что КТ 1 и 4 перемещаются в направлениях, не соответствующих углам β_1 и β_2 действия сосредоточенных сил F_1 и F_2, и занимают соответственно положения 1^1 и 4^1. Отклонение направления перемещения КТ 1 от оси симметрии режущей пластины свидетельствует о взаимном влиянии сосредоточенных сил.

В режущей пластине формируются две области упругих деформаций от действия сил F_1 и F_2. Во внутренних объемах режущей пластины горизонтальные и вертикальные перемещения КТ, вызванные сосредоточенными силами F_1 и F_2, суммируются. Общее направление упругой деформации режущей пластине обозначено стрелками u, v (см. рис. 6 на 2-й стр. вкладки).

Результаты расчетов горизонтальных и вертикальных перемещений КТ в режущей пластине из Al_2O_3 под действием двух сосредоточенных сил $F_1 = F_2$, приложенных под углами $\beta_1 = \beta_2 = 45°$, приведены в табл. 5, анализ которых показал, что дополнительно приложенная сосредоточенная нагрузка существенно увеличивает горизонтальные u и вертикальные v перемещения КТ в режущей пластине инструмента. При этом изменяется влияние сосредоточенных сил на перемещения контрольных точек. Так, для КТ 4 горизонтальные u и вертикальные v перемещения увеличились соответственно в 4,62 и 3,74 раза. Горизонтальные перемещения КТ 1, 2 и 4 увеличились соответственно в 1,46; 1,64 и 4,62 раза, зафиксировано уменьшение горизонтального перемещения КТ 3 в 1,54 раза.

Значения горизонтальных и вертикальных перемещений КТ под действием сосредоточенных сил F_1 и F_2 аппроксимируются линейными зависимостями: $u = A_{Fi}F_i$ и $v = B_{Fi}F_i$, где A_{Fi} и B_{Fi} — коэффициенты (табл. 6).

Под действием двух сосредоточенных сил F_1 и F_2 в керамической режущей пластине формируются поля напряжений, приведенные на рис. 7 (см. 3-ю стр. вкладки), анализ которых показал, что напряженное состояние режущей пластины, находящейся под действием нескольких сосредоточенных сил, значительно усложняется. Под действием двух сосредоточенных сил формируются несколько локальных областей напряжений.

Под действием двух сосредоточенных сил F_1 и F_2 не только изменяются формы областей напряжений, но и значительно увеличиваются напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i в КТ, если сравнивать с действием одной сосредоточенной силы. При этом сохраняется коническая форма областей высоких напряжений σ_{12} и σ_i, сформированных сосредоточенной силой F_1, и появляются локальные области высоких напряжений в поверхностном слое режущей пла-

Таблица 4

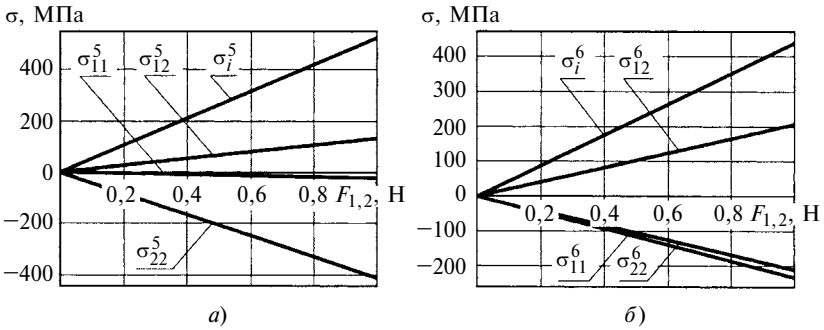
КТ5				КТ6			
A_F	B_F	C_F	D_F	A_F	B_F	C_F	D_F
−1884	−1486	1940	3775	−51,5	−1486	1034	5152

Таблица 5

F, Н	Перемещения, 10^{-8} м							
	КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
	u	v	u	v	u	v	u	v
0,001	32,6	−19,2	18,3	11	5,6	−2,3	20,1	−13,6
0,01	326,1	−191	182,8	106,7	55,8	−23,1	201,2	−136,4
0,1	3261,4	−1918	1828,3	1067,5	558,3	−231,6	2012,3	−1364

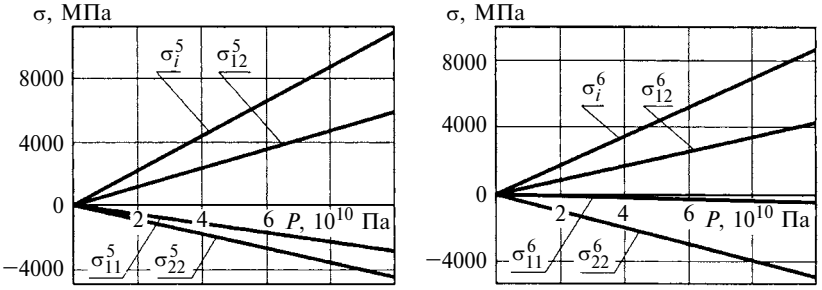
Таблица 6

КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
A_{Fi}	B_{Fi}	A_{Fi}	B_{Fi}	A_{Fi}	B_{Fi}	A_{Fi}	B_{Fi}
$3 \cdot 10^{-6}$	$-2 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-7}$	$-2 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$-4 \cdot 10^{-6}$



а) *б*)

Рис. 8. Зависимости изменения напряжений σ в КТ 5 (*а*) и 6 (*б*) режущей пластины из Al_2O_3 ($\beta_1 = \beta_2 = 45°$; ОМ — СЧ 32) от сосредоточенных сил F_1 и F_2



а) *б*)

Рис. 11. Зависимости изменения напряжений σ в КТ 5 (*а*) и 6 (*б*) режущей пластины из Al_2O_3 (ОМ — СЧ 32) от распределенной нагрузки P

стины. Так, в зоне приложения сосредоточенной силы $F_2 = 0{,}1$ Н образуется область, в которой $\sigma_i > 2800$ МПа (при этом максимальные значения σ_i в режущей пластине составляют 1400 МПа). И интенсивность напряжений увеличивается от 0 до 2764 МПа на участке длиной 60 мкм, что означает весьма высокий градиент напряжений.

Изменения сил F_1 и F_2, приложенных к керамической режущей пластине, не влияют на конфигурацию полей напряжений. Увеличение этих сил приводит к повышению напряжений (σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i) в КТ режущей пластины, что подтверждают зависимости изменений напряжений от F_1 и F_2 в КТ 5 и 6 (рис. 8).

Расположение КТ определяет влияние F_1 и F_2 на напряжения σ_{11}, σ_{22} и σ_{12}. Установлено, что несколько больший угол наклона имеет прямая интенсивности напряжений в КТ 6, которая расположена ближе к точке приложения F_1, чем в КТ 5. Это связано с тем, что КТ 6 практически изолирована от зоны действия силы F_2, а КТ 5 находится в поле ее действия.

Анализ полей деформации режущей пластины из Al_2O_3 под действием распределенной силовой нагрузки показал их достаточно сложный характер, причем наибольшей деформации подвержено лезвие (рис. 9, *а*, см. 3-ю стр. вкладки). Анализ направлений перемещений КТ показал, что наиболее неблагоприятные упругие деформации протекают в области A режущей пластины (рис. 9, *б*, см. 3-ю стр. вкладки). Наибольшие горизонтальные и вертикальные перемещения наблюдались у КТ 1. С увеличением расстояния от поверхностей, к которым приложена нагрузка P, до КТ перемещения уменьшаются.

Результаты расчетов горизонтальных и вертикальных перемещений КТ в режущей пластине из Al_2O_3 под действием распределенной нагрузки P приведены в табл. 7. Их анализ показал, что повышение действующей распределенной силы приводит к увеличению перемещений всех КТ.

Установлено, что горизонтальные и вертикальные перемещения КТ в керамической режущей пластине под действием сосредоточенной нагрузки P можно описать линейными зависимостями: $u = A_P P$ и $v = B_P P$, где A_P и B_P коэффициенты (табл. 8).

Распределенная нагрузка P формирует сложное напряженное состояние керамической режущей пластины. Это связано с появлением в поверхностном слое локальных областей высоких напряжений (рис. 10, см. 3-ю стр. вкладки). Особенно это заметно на полях напряжений σ_{11} и σ_{22}. При этом поля напряжений σ_{12} и σ_i имеют простую и стабильную форму и невысокий градиент напряжений.

Увеличение нагрузки P не изменяет конфигурацию полей на-

Таблица 7

P, Па	Перемещения, 10^{-8} м							
	КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
	u	v	u	v	u	v	u	v
10^8	6	−4	4	−3	2	−5	5	−6
10^9	60	−36	45	−32	18	−46	54	−56
10^{10}	604	−357	449	−323	183	−459	543	−562

Таблица 8

КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
A_P	B_P	A_P	B_P	A_P	B_P	A_P	B_P
$6 \cdot 10^{-16}$	$-4 \cdot 10^{-17}$	$4 \cdot 10^{-16}$	$-3 \cdot 10^{-16}$	$6 \cdot 10^{-16}$	$-4 \cdot 10^{-16}$	$5 \cdot 10^{-16}$	$-4 \cdot 10^{-16}$

Таблица 9

Коэффициент	КТ1	КТ2	КТ3	КТ4
C_P	-10^{-7}	-10^{-7}	$-3 \cdot 10^{-7}$	-10^{-7}
D_P	$-8 \cdot 10^{-7}$	$-3 \cdot 10^{-7}$	$-4 \cdot 10^{-7}$	$-5 \cdot 10^{-7}$
F_P	$2 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$6 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$
G_P	$8 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$	10^{-7}	$9 \cdot 10^{-7}$

пряжений в режущей пластине, но повышает напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i в КТ. Из приведенных зависимостей видно, что влияние P на σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i имеет линейный характер и практически одинаково для этих КТ. В связи с незначительным повышением σ_{11} при увеличении P в КТ 6 влияние этой нагрузки на интенсивность напряжений в КТ 5 проявляется в большей степени (рис. 11, *а*), чем в КТ 6 (рис. 11, *б*).

Влияние распределенной силовой нагрузки P на напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i в КТ аппроксимируется линейными зависимостями: $\sigma_{11} = C_P P$; $\sigma_{22} = D_P P$; $\sigma_{12} = F_P P$; $\sigma_i = G_P P$, где C_P, D_P, F_P и G_P — коэффициенты (табл. 9).

Таким образом, на основе разработанной методики исследовано влияние сосредоточенных и распределенных силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики с учетом нелинейности свойств оксида алюминия и серого чугуна. Полученные зависимости можно использовать при разработке требований к свойствам керамических режущих пластин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н., Кузин В. В.** Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17—22.

2. **Development** and application of coated ceramic cutting tools / E. Uhlmann, T. Hühns, S. Richarz and etc. // Industrial Ceramics. 2009. V. 29. N 2. P. 113—118.

3. **Григорьев С. Н., Мяченков В. И., Кузин В. В.** Автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 26—31.

УДК 621.914

А. В. ПОПОВ, д-р техн. наук, А. В. ДУГИН (Технический университет, Чешская Республика, г. Либерец), e-mail: alespopov@yandex.ru

Сравнение экспериментальных методов определения сил резания на задней поверхности режущего инструмента[1]

Показано, что при использовании разных методов определения нормальных сил резания на задней поверхности инструмента при свободном прямоугольном резании имеются значительные расхождения.

Ключевые слова: режущий инструмент, сила резания, задняя поверхность, свободное прямоугольное резание, толщина среза.

It was shown that at use of different methods to determine the normal cutting forces on the tool's rear surface at the free rectangular cutting there are substantial discrepancies.

Keywords: cutting tool, cutting force, rear surface, free rectangular cutting, slice thickness.

Определение сил резания на задней поверхности режущего инструмента необходимо для повышения точности расчета суммарных сил резания при обработке при малой толщине среза. Так как при обработке с большой толщиной среза силы резания на передней поверхности инструмента значительно превышают силы резания на задней поверхности, последними, как правило, пренебрегают. Однако при обработке с малой толщиной среза, например при микрорезании, силы резания на задней поверхности инструмента могут быть выше, чем силы резания на передней поверхности [1]. Их определение важно и для исследования условий изнашивания режущего инструмента, так как износ чаще всего происходит именно по задней поверхности режущего инструмента. Поэтому анализ точности определения сил резания на задней поверхности инструмента при использовании разных экспериментальных методов имеет важное значение.

Сравнивали два метода – метод экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину среза и метод сравнения сил резания при различных износах задней поверхности [1]. Необходимо отметить, что используемый авторами метод определения сил резания на задней поверхности инструмента — экстраполяция на нулевую площадку износа [2, 3], есть не что иное, как метод сравнения сил резания при различных износах задней поверхности инструмента путем графического построения, который впервые был предложен Н. Н. Зоревым [1].

Опыты проводили при свободном прямоугольном резании на универсальном фрезерном станке.

[1] Данная статья выполнена в соответствии с проектом MSM 4674788501 министерства MSMT Чешской Республики.

Резец закрепляли неподвижно на вертикальной фрезерной головке. Использовали резец CTCPN 2514 M16 с пластиной TPUN 160308 из твердого сплава S30 фирмы "Pramet Tools". При резании передний угол составлял 5°, задний угол — 6°. Обрабатывали заготовки длиной 100 мм и шириной 6 мм из алюминия А7 (ГОСТ 11067—2001) и из стали 40Х (ГОСТ 1050—74). Заготовку закрепляли в тисках, которые были закреплены на столе динамометра Kistler 9265B-9441B (погрешность измерения ±2 %). Среднее значение сил резания определяли по пяти измерениям. Скорость резания 0,45 м/мин обеспечивали продольным перемещением стола станка. В качестве охлаждения использовали воду. Минимальные скорости резания и использование воды обусловлены необходимостью устранения застойных явлений на передней поверхности инструмента и обеспечения полного контакта задней поверхности инструмента и заготовки. Толщину среза устанавливали вручную, ее значение контролировали индикатором с ценой деления 0,002 мм.

Для определения нормальной силы резания на задней поверхности инструмента методом сравнения сил резания при различных износах использовали графическое построение, т. е. на основании полученных значений сил резания при различном изнашивании выполняли линейную экстраполяцию по критерию минимизации среднеквадратичного отклонения. Для реализации данного метода на режущих пластинах предварительно шлифованием формировали искусственную площадку изнашивания, размер которой измеряли с помощью микроскопа МПБ-2 при 24-кратном увеличении. Было определено, что на новой режущей пластине формировалась площадка изнашивания (включая радиус закругления) размером 0,05 мм.

На рис. 1, *а* представлена зависимость изменения нормальной силы P_y на задней поверхности при обработке алюминия А7 от толщины *а* среза, полученная методом экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину. Установлено, что нормальная сила на задней поверхности составила 87 Н.

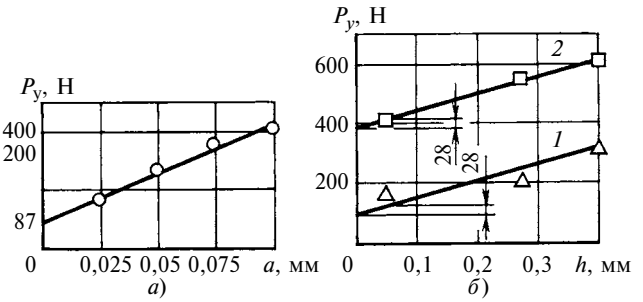


Рис. 1. Зависимости изменения нормальной силы P_y на задней поверхности инструмента при обработке алюминия А7, полученные методами:
а — экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину; *б* — сравнения сил резания при разных износах *h* задней поверхности при *a* = 0,025 (*1*) и 0,1 мм (*2*)

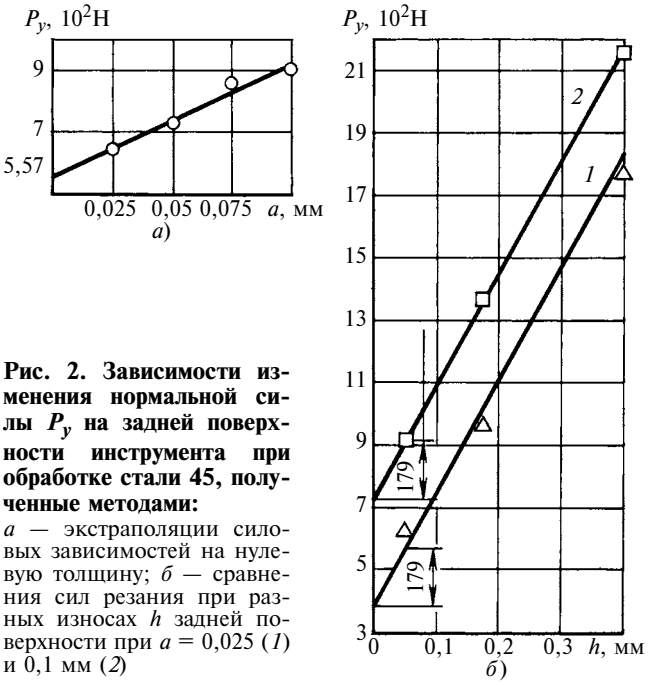


Рис. 2. Зависимости изменения нормальной силы P_y на задней поверхности инструмента при обработке стали 45, полученные методами:
а — экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину; *б* — сравнения сил резания при разных износах *h* задней поверхности при *a* = 0,025 (*1*) и 0,1 мм (*2*)

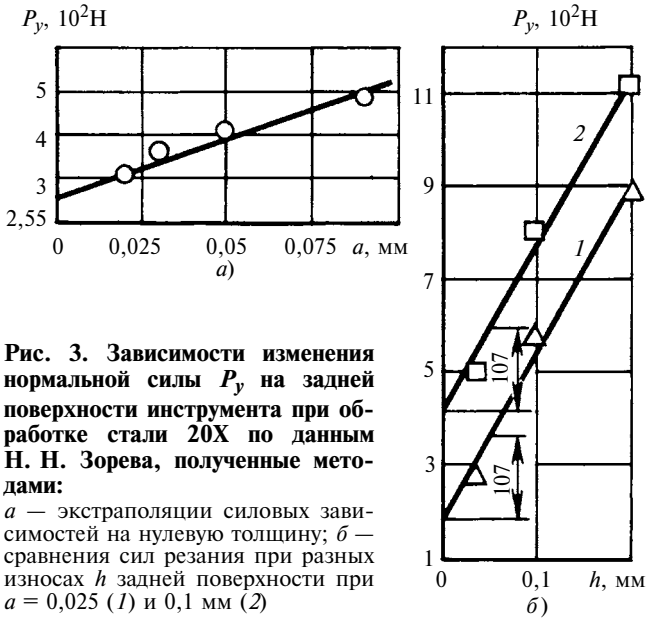


Рис. 3. Зависимости изменения нормальной силы P_y на задней поверхности инструмента при обработке стали 20Х по данным Н. Н. Зорева, полученные методами:
а — экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину; *б* — сравнения сил резания при разных износах *h* задней поверхности при *a* = 0,025 (*1*) и 0,1 мм (*2*)

На рис. 1, *б* представлена зависимость изменения нормальной силы на задней поверхности при обработке алюминия А7 от толщины *а* среза, полученная методом сравнения сил резания при различных износах задней поверхности инструмента. Измеряли нормальную силу P_y резания при разных износах *h* задней поверхности. Установлено, что при толщине среза 0,025 и 0,1 мм нормальная сила P_y составила 28 Н.

Для свободного прямоугольного резания алюминия А7 установлено, что при одинаковых условиях значение нормальной силы резания на задней поверхности инструмента, полученное методом экстраполяции силовых зависимостей на нулевую

Цикл статей "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: mtl3@bmstu.ru

Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке*

Предложен новый метод аналитического решения сложных вариационных задач, эффективность которого показана на примере операции прошивки. Систематизированы закономерности данной операции и проанализирована стадия осадки заготовки.

Ключевые слова: вариационная деформация, ковка, прошивка, осадка.

A new method for solving of complex analytical variation problems, the effectiveness of which is shown on the example of the broaching operation, is proposed. The regularities of given operation have been systematized, and the workpiece yielding stage has been analyzed.

Keywords: variation deformation, forging, broaching, yielding.

Прошивка — операция получения полости в заготовке со свободной боковой поверхностью путем вытеснения материала в поперечном направлении (рис. 1) пуансоном (прошивнем). Для получения сквозного отверстия после прошивки выполняют пробивку, удаляя образовавшееся дно полости — так называемую выдру. Прошивка характеризуется значительным изменением первоначальных размеров и формы заготовки.

Прошивка наиболее близка к операции выдавливания стаканов (ввиду сходства последнюю иногда называют закрытой прошивкой). Поэтому, как и в работе [1], в данном цикле статей будут использованы геометрические параметры, отнесенные к радиусу пуансона $r = 1$ (см. рис. 1) и силовые величины, отнесенные к среднему напряжению σ_s текучести. Применительно к открытой прошивке введем терминологию, аналогичную использован-

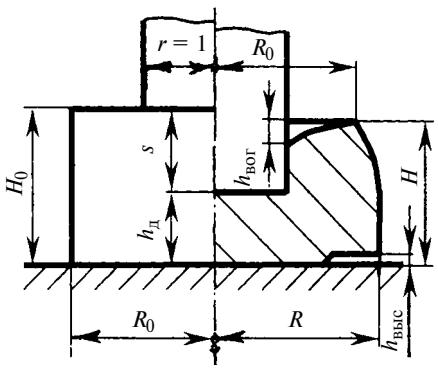


Рис. 1. Схема прошивки

* Начало цикла. Продолжение — см. "Вестник машиностроения" № 2 за 2012 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 71)

толщину среза, в 3,1 раза превышает значение, полученное методом сравнения сил резания при различных износах задней поверхности.

При свободном прямоугольном резании стали 45 также имело место расхождение значений в 3,1 раза: методом экстраполяции силовых зависимостей на нулевую толщину среза получено $P_y = 557$ Н (рис. 2, *а*), а методом сравнения сил резания при разных износах задней поверхности — 179 Н (рис. 2, *б*).

Для проверки полученных результатов нормальные силы на задней поверхности инструмента при свободном прямоугольном резании стали 20Х определяли по экспериментальным данным, приведенным в книге Н. Н. Зорева [1]. Значение, полученное методом экстраполяции, составило 255 Н (рис. 3, *а*), а методом сравнения — 107 Н (рис. 3, *б*). Таким образом, при определении нормальных сил резания на задней поверхности инструмента различными методами имело место расхождение в 2,4 раза, что свидетельствует **о несоответствии действительности одного из используемых методов.**

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зорев Н. Н.** Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.

2. **Липатов А. А.** Метод раздельного определения сил на передней и задней поверхностях режущего инструмента // Прогрессивные технологии в машиностроении: Межвуз. сб. науч. трудов. Волгоград: ВолгГТУ, 2001. С. 52—55.

3. **Липатов А. А., Чигиринский Ю. Л., Кормилицын С. И.** Методика определения сил резания, действующих на задней поверхности режущего инструмента // СТИН. 2010. № 8. С. 6—8.

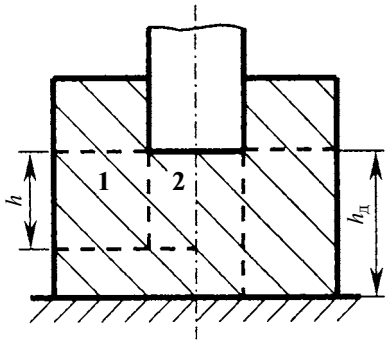


Рис. 2. Известные расчетные схемы прошивки:
1, **2** — области пластической деформации

ной при разработке теории штамповки выдавливанием [1].

Свободной прошивкой называется прошивка, при которой высота очага пластической деформации определяется естественным пластическим течением металла. Очевидно, что свободная прошивка возможна лишь в том случае, если высота h очага пластической деформации меньше расстояния $h_д$ между рабочим торцом пуансона и противоположной ему опорной поверхностью (рис. 2, слева от оси симметрии).

Стесненной прошивкой называется прошивка, при которой высота очага пластической деформации определяется расстоянием между рабочим торцом пуансона и противоположной ему опорной поверхностью, т. е. $h = h_д$ (см. рис. 2, справа от оси симметрии). В дальнейшем будет показано, что стесненная прошивка имеет место при $h_д \leqslant 0{,}7$.

Экспериментальные исследования прошивки, выполненные Е. И. Семеновым [2], С. Б. Кирсановой [3], Цшейле [4] и автором данной статьи, позволили установить основные закономерности данного процесса:

1. При прошивке наружный радиус верхнего торца заготовки остается практически постоянным. На полученных автором образцах (рис. 3, *б*—*е*) наблюдалось лишь незначительное уменьшение этого радиуса из-за изгиба образующейся стенки.

2. Чем меньше относительный радиус R_0 исходной заготовки (см. рис. 1), тем больше искажается ее форма при неизменных значениях H_0 и $h_д$.

3. На свободной поверхности верхнего торца образуется вогнутость, которая имеет наибольшую величину $h_{вог}$ при $1 < R_0 < 2$ и уменьшается при увеличении R_0.

4. При уменьшении начальной высоты H_0 заготовки, начиная с определенного значения, вогнутость уменьшается.

5. Нижний торец заготовки в начале рабочего хода остается плоским (рис. 3, *б*—*г*). В дальнейшем при уменьшении толщины $h_д$ дна заготовки периферийная часть нижнего торца может подняться над опорной плитой (рис. 3, *д*).

6. При еще большем уменьшении толщины дна на нижнем торце заготовки может образоваться выраженный выступ, близкий к коническому (рис. 3, *е*).

7. На заготовках с большим радиусом R_0 выраженный выступ на нижнем торце образуется в момент поднятия над опорной плитой.

8. Чем больше R_0, тем больше поднимается нижний торец заготовки при тех же значениях H_0 и $h_д$.

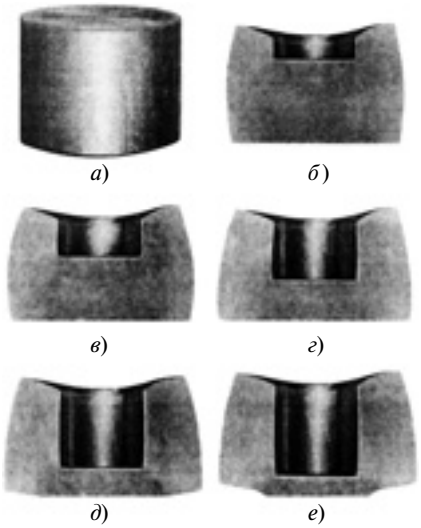


Рис. 3. Заготовка с $R_0 = 2$, $H_0 = 3$ (*а*) и прошитые свинцовые образцы с $h_д = 2{,}0$ (*б*); 1,5 (*в*); 1,0 (*г*); 0,65 (*д*); 0,45 (*е*)

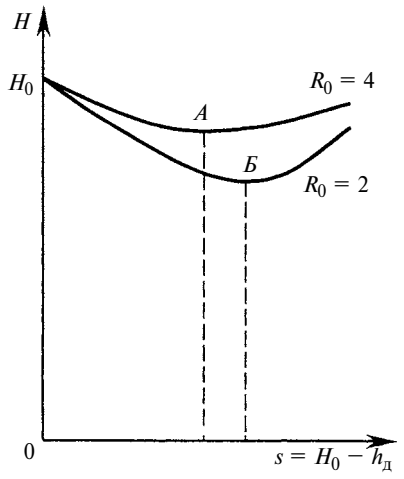


Рис. 4. Изменение высоты H заготовки при прошивке в зависимости от R_0 и s

9. На начальной стадии высота H заготовки в процессе прошивки уменьшается (рис. 4).

10. При определенной толщине $h_д$ дна высота заготовки начинает увеличиваться (см. рис. 4).

11. Интенсивность уменьшения высоты H тем больше, чем меньше радиус R_0 заготовки (см. рис. 4).

12. Чем больше радиус R_0 заготовки, тем раньше начинается увеличение высоты H при том же значении H_0 (см. рис. 4, точки *А* и *Б*).

13. Интенсивность увеличения высоты H тем больше, чем меньше радиус R_0 заготовки (см. рис. 4).

14. При прошивке заготовок с относительным радиусом $R_0 \approx 1$, удельная сила $q_п$ возрастает на протяжении всего процесса (рис. 5). Зависимости на рис. 5 соответствуют экспериментальным кривым, приведенным в работе [2, рис. 82].

15. При прошивке заготовок с $1 < R_0 < 2$ в зависимости $q_п(s)$ имеется небольшой квазистационарный участок (см. рис. 5, зависимость при $R_0 = 1{,}5$).

16. При $R_0 \geqslant 2$ наблюдается развитая квазистационарная стадия с $q_п = \text{const}$ (см. рис. 5).

17. При прошивке заготовок со средним значением R_0, например равным 2 (см. рис. 5), после

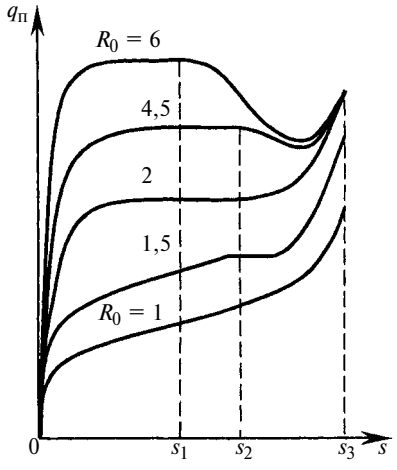


Рис. 5. Изменение удельной силы при прошивке в зависимости от R_0 и s

квазистационарной стадии наблюдается непрерывное увеличение $q_п$.

18. При прошивке заготовок с большим значением R_0 после квазистационарной стадии сначала имеет место снижение $q_п$, а затем увеличение (см. рис. 5, зависимости при $R_0 = 4{,}5$ и 6).

19. Чем больше значение R_0, тем раньше начинается уменьшение удельной силы $q_п$ и тем оно интенсивней (см. рис. 5, участки кривых при $R_0 = 4{,}5$ и 6 и $s = s_1 \div s_3$).

20. До определенного момента удельная сила прошивки зависит от наружного радиуса R (см. рис. 1): чем больше R, тем больше $q_п$.

21. При определенной толщине дна, соответствующей значению s_3 (см. рис. 5) при прошивке заготовок с достаточно большим наружным радиусом удельная сила $q_п$ становится одинаковой, т. е. не зависит от радиуса R.

22. При той же толщине дна для заготовок с малым наружным радиусом удельная сила прошивки будет разной в зависимости от значения R.

Только для шести из приведенных 22 закономерностей получены разрозненные математические описания.

На основе схемы, показанной на рис. 2 слева от оси симметрии, в работе [4] инженерным методом получена формула удельной силы прошивки, учитывающая закономерности 16 и 20. Эта схема дополняет схему на рис. 2 справа от оси симметрии, на основе которой в работе [5] инженерным методом получена формула удельной силы прошивки, учитывающая закономерности 17 и 20.

На основе схемы на рис. 6, в которой принято, что пластические деформации сосредоточены в областях **1** и **2**, а область **3** является жесткой, в работе [2] получена формула, учитывающая закономерность 21. Наличие выступа на опорной поверхности заготовки соответствует экспериментальным данным. К сожалению, эта оригинальная схема не позволяет теоретически объяснить и математически описать образование этого выступа (закономерности 6÷8), а также закономерности 18, 19 и 22.

Таким образом, из имеющихся девяти (14÷22) силовых закономерностей процесса прошивки удовлетворительное теоретическое описание имеют лишь четыре.

Единственная известная попытка теоретического определения формоизменения при прошивке сделана в работе [4]. На основе принятой для всего процесса прошивки схемы, приведенной на рис. 2, справа от оси симметрии, которая позволила упростить задачу, исключив необходимость определения параметра h, вариационным энергетическим методом описаны закономерности 9 и 11 (при этом закономерность 1 принята в работе [4] в качестве исходного допущения на основе экспериментальных данных). Поскольку такая схема противоречит закономерности 16, то в работе [4] зависимость для определения удельной силы прошивки не приводится, хотя она (или ее эквиваленты — работа или мощность) обязательно получается при решении энергетическим методом.

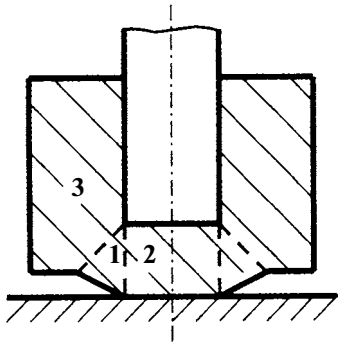


Рис. 6. Расчетная схема прошивки из работы [2]

Таким образом, современное состояние теории прошивки свидетельствует о том, что создание общей теории процесса, объясняющей и математически описывающей столь большое число трудно согласуемых друг с другом закономерностей, является исключительно сложной вариационной задачей, которая еще более усложняется, если требуется не только математически описать закономерности процесса, но и получить при этом формулы, обеспечивающие высокую точность расчета технологических параметров прошивки.

Именно исключительная сложность всеобъемлющего аналитического описания прошивки и обусловила выбор данного процесса для подробного представления, разработанного автором нового метода решения сложных вариационных задач.

Традиционный метод решения заключается в создании расчетной схемы, допускающей варьирование параметра, влияющего на рассматриваемый показатель процесса деформирования. Далее энергетическим методом составляют уравнение баланса мощностей деформации и из условия минимальности находят интересующий варьируемый параметр. Таким образом, при традиционном методе задачу решают на основе *одной* подходящей модели, которую для учета большего числа показателей процесса приходится все более и более усложнять, вводя в нее дополнительные варьируемые параметры. Данный метод с большой полнотой представлен в фундаменталь-

ной работе [4], из которой видно, что даже при варьировании одного параметра (как в рассмотренном в этой статье процессе прошивки) решение сводится к громоздким уравнениям. В подавляющем большинстве случаев эти уравнения нельзя решить алгебраически и требуются численные методы, снижающие наглядность и привлекательность применения подобной теории для практических расчетов. При этом точность расчетов зачастую является недостаточной. Кроме того, аналитическое сведение вариационных задач к численным методам в настоящее время практически потеряло смысл, так как заменено использованием популярных универсальных программ метода конечных элементов.

По предлагаемому автором методу сложная вариационная задача расчленяется на ряд простых, для каждой из которых создается своя расчетная модель. Иными словами, согласно данному методу следует выбирать *несколько* достаточно простых *взаимосравнимых* расчетных моделей, каждая из которых описывает те или иные особенности рассматриваемого процесса. В принципе каждая простая модель может содержать свой варьируемый параметр, однако основное варьирование осуществляется путем сравнения сил, необходимых для рассматриваемого процесса деформации по той или иной модели. При заданных условиях деформации предпочтение отдается той модели, согласно которой сила процесса будет меньше. Таким образом, считается, что на той или иной стадии процесса деформация будет протекать в соответствии с моделью, обеспечивающей на данной стадии минимальную силу деформирования.

Результаты, полученные автором с помощью предлагаемого метода, позволят читателям объективно судить о его эффективности.

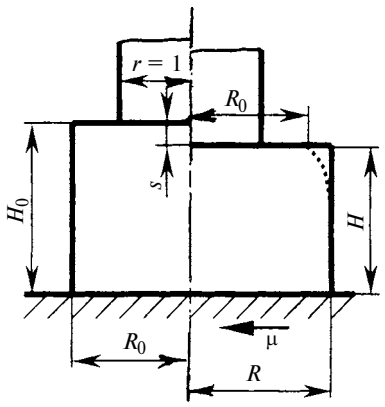


Рис. 7. Схема осадки заготовки в начале прошивки

Процесс деформации при прошивке при сравнительно малом относительном радиусе R_0 заготовки может начинаться с осадки, расчетная схема которой показана на рис. 7. В действительности радиус верхнего торца заготовки практически не меняется (теоретически это будет показано в соответствующей статье цикла), что обусловливает получаемую форму (пунктирная линия), которая важна при анализе формоизменения, но при анализе силового воздействия этим можно пренебречь.

Для принятой расчетной схемы с достаточной точностью можно считать, что удельная сила осадки на нижней плите определяется формулой [6]

$$q = 1 + \frac{\mu R}{2H}, \qquad (1)$$

где μ — коэффициент трения.

Умножив выражение (1) на контактную площадь, получим силу осадки:

$$P = \pi R^2\left(1 + \frac{\mu R}{2H}\right). \qquad (2)$$

Разделив выражение (2) на площадь поперечного сечения пуансона, найдем удельную силу осадки, действующую на пуансон:

$$q_0 = R^2\left(1 + \frac{\mu R}{2H}\right). \qquad (3)$$

Удельная сила начала осадки определяется формулой

$$q_{\text{н.о}} = R_0^2\left(1 + \frac{\mu R_0}{2H_0}\right). \qquad (4)$$

Поскольку прошивка, как правило, осуществляется в горячем состоянии, когда даже при наличии смазочного материала его эффективность невысока, то здесь и далее будем принимать традиционный для прошивки коэффициент $\mu = 0{,}5$, с учетом которого формулы (3) и (4) преобразуются к виду:

$$q_{\text{н.о}} = R_0^2\left(1 + \frac{R_0}{4H_0}\right); \qquad (5)$$

$$q_{\text{о}} = R^2\left(1 + \frac{R}{4H}\right). \qquad (6)$$

Из условия постоянства объема следует:

$$H = H_0\frac{R_0^2}{R^2}. \qquad (7)$$

Если удельная сила начала осадки, определяемая формулой (5), будет больше удельной силы свободной прошивки

$$q_{\text{п}} = 1{,}1(1{,}7 + \ln R), \qquad (8)$$

то осадки перед прошивкой не будет. Если же $q_{\text{н.о}} < q_{\text{п}}$, то перед прошивкой будет иметь место стадия осадки. Так как высота заготовки, рассчитываемая по формуле

$$H = H_0 - s, \qquad (9)$$

при увеличении рабочего хода s будет уменьшаться, а радиус R, соответственно, увеличиваться, то будет увеличиваться и удельная сила осадки [см. формулу (6)]. Осадка будет продолжаться до тех пор, пока при определенном значении хода (s_1) (рис. 8) удельная сила q_0 осадки не сравняется с удельной силой $q_{\text{п}}$ прошивки, после чего процесс прошивки станет энергетически предпочтительней.

Из выражения (6) видно, что при увеличении R_0 и, соответственно, R значение и интенсивность увеличения удельной силы осадки также возрастают. Пара-

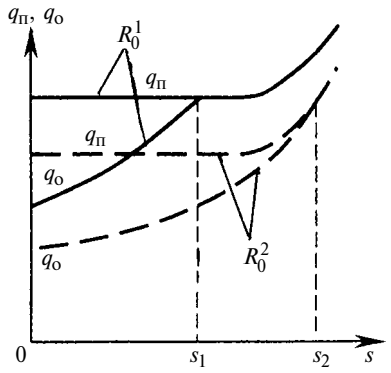


Рис. 8. Изменения удельных сил осадки ($q_о$) и прошивки ($q_п$) в зависимости от s при $R_0^1 > R_0^2$

метр q_0 возрастает и при уменьшении H_0. Это означает, что при бóльших значениях R_0 (или при меньших значениях H_0) удельная сила q_0 осадки будет раньше достигать удельной силы $q_п$ прошивки, т. е, как правило, на квазистационарной стадии (см. рис. 8, ход s_1). В этом случае выражения (6) и (8) составят математическое описание закономерности 15, что подтверждает сопоставление рис. 8 с зависимостью при $R_0 = 1{,}5$ на рис. 5.

При меньших значениях R_0 (или при больших значениях H_0) удельная сила осадки будет достигать удельной силы прошивки позже, т. е., как правило, на нестационарной стадии (см. рис. 8, ход s_2). В этом случае выражение (6) и формула для стесненной прошивки

$$q_п = 1{,}1\left(1 + \ln R + \frac{1}{4h} + \frac{h}{2}\right) \quad (10)$$

(будет выведена в одной из следующих статей) составят математическое описание закономерности 14, что подтверждает сопоставление рис. 8 с зависимостью при $R_0 = 1$ на рис. 5.

Поскольку уравнение $q_о = q_п$ нельзя решить в аналитическом виде, то при наличии стадии осадки для определения высоты и радиуса заготовки, соответствующих моменту начала прошивки, будем использовать метод последовательных приближений.

Так как при малом радиусе R_0 и наличии осадки радиус R изменяется значительно, то это следует учитывать при определении удельной силы прошивки по формуле (8) или (10). Алгоритм вычислений:

1) выбрать шаг расчета ΔR и найти текущее значение радиуса заготовки по формуле

$$R = R_0 + \Delta R; \quad (11)$$

2) по формуле (7) найти текущее значение H;

3) по формуле (6) найти удельную силу $q_о$ осадки;

4) найти удельную силу $q_п$ прошивки, для чего при $H \geqslant 0{,}7$ использовать формулу (8), а при $H < 0{,}7$ — формулу (10);

5) если $q_о < q_п$, то повторять расчет со следующим значением R до тех пор, пока не будут найдены $R_{ос}$ и $H_{ос}$, при которых $q_о = q_п$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

2. **Семёнов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.

3. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

4. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.

5. **Унксов Е. П.** Инженерные методы расчета усилий при обработке металлов давлением. М.: Машгиз, 1955. 230 с.

6. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.

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 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 г., 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).

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658

Н. А. ОКАТЬЕВ, канд. экон. наук (ООО "Метатек", г. Москва), А. А. ЧУРСИН, д-р экон. наук, канд. техн. наук (Институт мировой экономики и бизнеса РУДН), e-mail: nokatiev@metatek.su

Решение задач по оптимизации распределения выпуска продукции[1]

Рассмотрены механизмы встраивания аналитической модели распределения выпуска продукции в общую систему управления производством.

Ключевые слова: производственная программа, выпуск, вектор функции, суммарные затраты.

The incorporation mechanisms of an analytical model of distribution of the production output into the overall shop control system are considered.

Keywords: production program, production output, vector of the functions, total costs.

Предлагаемый метод распределения выпуска продукции согласно производственной программе основывается на объединении выпускаемых изделий в комплекты по тем или иным признакам. Данный способ обусловливает выпуск изделий более высокого уровня, число которых меньше числа компонентов наукоемких изделий, выпускаемых предприятием самостоятельно.

Месячный план выпуска при таком подходе определяется заданием числа всех комплектов, которые должны быть выпущены за плановый период, и определением состава каждого комплекта. Объединение изделий в комплекты, не изменяя метод решения задачи, позволяет существенно снизить ее размерность и одновременно оптимизировать распределение, которому соответствует небольшое число переключений с одного плана выпуска на другой.

Переход от изделий к комплектам осуществляется следующим образом. Пусть $d = (d_1, ..., d_n)$ — план выпуска изделий; q — установленное число комплектов, $l = (l_1, ..., l_q)$ — вектор с положительными компонентами. Определим положительные числа: w_{kj}, $j = \overline{1, n}$, $k = \overline{1, q}$, которые соответствуют $\sum_{k=1}^{q} w_{kj} l_k = d_j$.

Если задать, что одно изделие входит только в один комплект, то получим $w_{kj} = d_j/l_k$, если j-е изделие входит в k-й комплект, в противном случае $w_{kj} = 0$. При известной функции $f_i(x)$ зависимости затрат i-го ресурса от вектора выпуска $x = (x_1, ..., x_n)$ зависимость затрат i-го ресурса от вектора выпуска комплектов $z = (z_1, ..., z_q)$ определяется функцией

$$Y_i(z) = f_i\left(\sum_{k=1}^{q} w_{k1} z_k, ..., \sum_{k=1}^{q} w_{kn} z_k\right). \quad (1)$$

Зависимость суммарных затрат определяется функцией

$$Y(z) = \sum_{i=1}^{m} Y_i(z). \quad (2)$$

Множество F выпуска комплектов определяется системой ограничений:

$$Y_i(z) \leqslant b_i; \quad i = \overline{1, m}; \quad z \geqslant 0. \quad (3)$$

Таким образом, задача распределения выпуска комплектов формулируется как решение задач (1), (2) и (3). Распределение, полученное в результате решения задачи, определит распределение выпуска каждого изделия по плановому периоду.

Объединение изделий в комплекты нельзя рассматривать как формальную процедуру, так как приходится учитывать множество факторов.

Рассмотрим некоторые требования к комплектации:

число переключений с одного плана выпуска на другой не должно быть большим, так как в противном случае ухудшаются условия и усложняется организация производства, т. е. число комплектов не должно быть большим;

в один комплект следует объединять в первую очередь изделия, сходные по конструкции и технологии, это значительно снизит затраты на произ-

[1] Исследование выполнено при финансовой поддержке РГНФ в рамках научно-исследовательского проекта РГНФ "Разработка инструментов государственного стимулирования и управления инновационным развитием наукоемких отраслей промышленности РФ в кризисных и посткризисных условиях". Проект № 10-02-00087а.

водство. Введение в комплект изделия с большим числом деталей и сборок, применяемых в других изделиях комплекта, не увеличивает существенно числа технологических операций;

желательно, чтобы при изготовлении разных комплектов затрачивались примерно одинаковые ресурсы (если по трудоемкости изготовления комплекты значительно различаются, то невозможен преобладающий выпуск какого-либо комплекта в течение продолжительного времени, эффективность распределения снижается).

Выполнение сроков договорных поставок — один из главных показателей конкурентоспособности предприятий. Поэтому оптимизация распределения выпуска продукции — важнейшая задача в организации управления производством.

Требование соблюдения сроков поставок не противоречит стремлению к эффективному неравномерному распределению выпуска продукции, так как именно при неравномерном распределении появляется возможность выпуска отдельных видов изделий в более короткие сроки. Такая возможность реализуется анализом вариантов, полученных из одного и того же распределения путем различных перестановок промежуточных плановых периодов, составляющих плановый период в целом. Варьирование позволяет сдвигать моменты полного выполнения плана выпуска по отдельным видам производимых изделий. Если варьирование не приводит к желаемому результату, имеются две возможности. Во-первых, при сохраняющемся разбиении всего множества видов изделий на комплекты изменить целевую функцию задачи (например, сформулировать задачу на минимальное время выполнения плана) или получить другое распределение, близкое к оптимальному. Во-вторых, изменить способ объединения изделий в комплекты (например, если все изделия, поставляемые по договорам, объединить в один комплект, то возможно более раннее одновременное выполнение плана по этим изделиям).

Остановимся на формировании ограничений, определяющих множество выпуска. Учет большого числа разных ресурсов в инновационном производстве и, соответственно, большого числа ограничений ведет к увеличению трудоемкости расчетов. Экономический анализ показал, что, как правило, на современных крупных предприятиях можно выделить небольшое число дефицитных ресурсов. Анализ этих узких мест позволяет в каждом конкретном случае резко сократить число ограничений и упростить задачу.

Таким образом, выбор приемлемого распределения выпуска по плановому периоду — сложный процесс, сочетающий в себе формальные математические расчеты и неформальные процедуры принятия решений путем варьирования.

Если $e = e_1, \ldots, e_q$ — установленный план выпуска в комплектах, то при равномерном распределении выпуска суммарные затраты равны $\varphi(e)$. Пусть $g(t)$ — выбранное распределение выпуска по плановому периоду 0,1; $g(t) = e^r$ при $\sum_{j=1}^{r} v_j - v_j \leqslant t < \sum_{j=1}^{r} v_j$, где $r = \overline{1, k}$ $(k \leqslant q + 1)$; $e^1 \div e^k$ — вершины многогранника E (выпуклой оболочки F); $\sum_{j=1}^{k} v_j = 1$, $v_j \geqslant 0$. Суммарные затраты при распределении $g(t)$ равны $\Sigma\varphi(e^j)v_j$, следовательно, меньше затрат при равномерном выпуске на величину

$$W = e - \sum_{j=1}^{k} \varphi e^j v_j, \qquad (4)$$

Формулу (4) можно использовать при расчете экономического эффекта от распределения выпуска по предлагаемому методу.

Приведем простейший пример расчета и выбора варианта распределения выпуска продукции по плановому периоду. Пусть в квартальный план выпуска предприятия включены пять изделий. Дефицитными являются два ресурса. Производство организовано таким образом, что партии деталей и узлов изготовляются с заданной периодичностью (например, еженедельно). Установленный план выпуска определяется вектором $d = (200, 300, 300, 300, 500)$. Множество G выпуска определено ограничениями:

$$f_1(x) = 400q(x_1) + 320q(x_2) + 120q(x_1 + x_3) + 300q(x_3) + 250q(x_4) + 200q(x_5) + 20x_1 + 10x_1 + 12x_3 + 8x_4 + 4x_5 \leqslant 16\,650;$$

$$f_2(x) = 560q(x_1) + 300q(x_2) + 140q(x_1 + x_3) + 450q(x_3) + 200q(x_4) + 100q(x_5) + 30x_1 + 10x_1 + 20x_3 + 5x_4 + 3x_5 \leqslant 23\,710.$$

При равномерном распределении выпуска суммарные затраты составят: $f(d) = f_1(d) + f_2(d) = 36\,340$. Затраты на переналадку равны 3340 и составляют около 9 % от суммарных затрат.

Поставим задачу распределения выпуска по минимальным суммарным затратам при условии, что желаемое число переключений с одного плана выпуска на другой в течение квартала равно одному и не должно превышать двух. Число комплектов 2. Прежде всего возникает вопрос о способе объединения изделий в комплекты. Заметим, что изделия 1 и 3 имеют общие детали или узлы. Это обстоятельство отражено в функциях $f_1(x)$ и $f_2(x)$. Таким образом, изделия 1 и 3 целесообразно отнести к одному комплекту. Сравнение трудоемкостей изготовления деталей с учетом запланированного выпуска дает основание объединить изделия 1 и 3 в первый комплект, а остальные изделия — во второй комплект. Установим план выпуска комплектов: $e = (100; 100)$, тогда $w_{11} = 2$, $w_{13} = 3$, $w_{22} = 3$,

$w_{24} = 3$, $w_{25} = 5$. Используя формулу (1), запишем систему ограничений, определяющую множество F выпуска для комплектов:

$$\begin{cases} \varphi_1(z) = 820q(z_1) + 770q(z_2) + 76z_1 + 74z_2 \le 16\ 650; \\ \varphi_2(z) = 1150q(z_1) + 600q(z_2) + 120z_1 + \\ + 60z_2 \le 23\ 710; \end{cases}$$

Найдем вершины многогранника E (выпуклой оболочки множества F): $e^1 = (0;\ 0)$; $e^r = (188;\ 0)$; $e^3 = (0;\ 214{,}6)$, $e^4 = (167;\ 32)$. Далее находим: $\varphi(e^2) = 38\ 816$; $\varphi(e^3) = 30\ 126$; $\varphi(e^4) = 40\ 360$.

Сформулируем задачу линейного программирования:

$$\begin{cases} 38\ 818v_2 + 3012v_3 + 40\ 360v_4 \to \min; \\ 188v_2 + 167v_4 = 100; \\ 214v_3 + 32v_4 = 100; \\ v_1 + v_2 + v_3 + v_4 = 1; \\ v_1, v_2, v_3, v_4 \ge 0. \end{cases} \quad (5)$$

Решая задачу (5), получим: $v_1 = 0{,}002$; $v_2 = 0{,}532$; $v_3 = 0{,}466$.

Оптимальное распределение определяет вектор-функции:

$$g(t) = \begin{cases} 188;\ 0;\ 0 \le t < 0{,}532; \\ 0;\ 214{,}6;\ 0{,}532 \le t < 0{,}998; \\ 0;\ 0;\ 0{,}998 \le t < 1. \end{cases} \quad (6)$$

Этому распределению соответствуют суммарные затраты, равные 34 600. По сравнению с равномерным распределением затраты снизились примерно на 4,8 %. Затраты на переналадку составили 4,9 %.

Сформулировав и решив задачу оптимального по быстродействию распределения, получим:

$$g(t) = \begin{cases} 167;\ 32;\ 0 \le t < 0{,}6; \\ 0;\ 214{,}6;\ 0{,}6 \le t < 0{,}98; \\ 0;\ 0;\ 0{,}98 \le t < 1. \end{cases} \quad (7)$$

Распределению (7) соответствуют суммарные затраты, равные 35 664. Затраты на переналадку составили 7,8 %. План выпуска будет выполнен примерно за один день до конца квартала. По сравнению с равномерным распределением затраты снизились примерно на 1,9 %.

Предположим, что изделия 1 и 4 поставляются по договорам, в которых указан срок всей поставки — конец второго месяца квартала. Нетрудно убедиться в том, что распределения (6), (7) и все варианты, получаемые на их основе путем перестановки промежуточных периодов, непригодны. Следует найти иной способ объединения изделий в комплекты, не увеличивая их числа. Поскольку сроки поставок для изделий 1 и 4 одни и те же, то целесообразно отнести их к одному комплекту. Исключим изделие 4 из второго комплекта и введем его в первый комплект. Установим план выпуска комплектов: $e = (100,\ 100)$, тогда $w_{11} = 2$, $w_{13} = 3$, $w_{14} = 3$, $w_{22} = 3$, $w_{25} = 6$.

Запишем систему ограничений, определяющую множество F выпуска для вновь полученных комплектов:

$$\left.\begin{aligned} Y_1(z) &= 1070q(z_1) + 520q(z_2) + 100q(z_1) + \\ &+ 50q(z_2) \le 16\ 650; \\ Y_2(z) &= 1350q(z_1) + 400q(z_2) + 135q(z_1) + \\ &+ 45q(z_2) \le 23\ 710. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Найдем вершины многогранника E: $e^1 = (0;\ 0)$; $e^2 = (155{,}8;\ 0)$; $e^3 = (0{,}322;\ 6)$ и определим: $Y(e^1) = 0$; $Y(e^2) = 39\ 033$; $Y(e^3) = 31\ 567$.

Сформулируем задачу линейного программирования:

$$\begin{cases} 39\ 033v_2 + 31\ 567v_3 \to \min; \\ 155{,}8v_2 = 100; \\ 322v_3 = 100; \\ v_1 + v_2 + v_3 = 1; \\ v_1, v_2, v_3, v_4 \ge 0. \end{cases} \quad (9)$$

Решая задачу (9) получим: $v_1 = 0{,}048$; $v_2 = 0{,}642$; $v_3 = 0{,}31$.

Оптимальное распределение определяет вектор-функция:

$$g(t) = \begin{cases} 155{,}8;\ 0;\ 0 \le t < 0{,}642; \\ 0;\ 322{,}6;\ 0{,}642 \le t < 0{,}952; \\ 0;\ 0;\ 0{,}952 \le t < 1. \end{cases} \quad (10)$$

Полученное распределение удовлетворяет условиям поставки, так как выпуск изделий 1, 3 и 4 осуществляется в течение первых двух месяцев квартала. План выпуска будет выполнен примерно за 3 дня до конца квартала. Суммарные затраты равны 34 845, что меньше затрат, соответствующих равномерному распределению, примерно на 4,1 %. Распределение (9) можно считать приемлемым.

Помимо объединения многокомпонентных изделий в комплекты, существует другой способ сокращения числа переключений, который заключается в непосредственном укрупнении периодов промежуточных выпусков, в течение которых выпуск изделий происходит равномерно. Пусть имеется некоторое исходное распределение, характеризующееся большим числом промежуточных периодов, поэтому с практической точки зрения оно не вполне пригодно.

Выделим некоторое подмножество периодов промежуточных выпусков и подсчитаем суммарное время выпуска, приходящееся на это подмножество. Заменим подмножество на один промежуточный период, длительность которого приравняем к сумме продолжительностей всех заменяемых периодов. Данную процедуру можно повторить. В результате получим распределение с меньшим числом промежуточных периодов по сравнению с исходным. Способ укрупнения промежуточных периодов может быть реализован как формальным образом — с помощью ЭВМ, так и неформально. При известном исходном распределении и заданном ограничении на число переключений можно решить задачу на минимальные суммарные затраты. Решение сводится к различным разбиениям исходных промежуточных периодов на заданное число подмножеств и к определению качества получаемых вариантов по критерию минимальных затрат. При неформальной процедуре появляется возможность учета различных факторов, не включенных в математическую модель. При расчетах вручную следует учитывать одно важное обстоятельство: нельзя объединять промежуточные периоды со слабо пересекающейся номенклатурой выпуска. В то же время объединение периодов с сильно пересекающейся номенклатурой может оказаться весьма эффективным.

Остановимся еще на одном обстоятельстве, связанном с перестановками промежуточных периодов внутри планового периода. С формальной точки зрения эффективность распределения не зависит от упорядоченности промежуточных периодов, т. е. порядка их следования. Эта упорядоченность важна для отделов маркетинга и материально-технического снабжения. С практической точки зрения разные варианты, получаемые путем перестановок промежуточных периодов, оказываются неэквивалентными. Убедимся в этом на примере.

Предположим, что для четырех изделий (А, В, С, Д) получено распределение: (А, В, С, Д; А, В, С), которое из всех вариантов, получаемых различными перестановками, самые неудачное. Изготовление изделий А и В происходит с прерыванием, что нежелательно. Следует использовать все возможности для исключения прерывания в изготовлении изделий, чтобы облегчить переключение с одного плана выпуска на другой. Такие возможности есть. Исходное распределение заменим на распределение (А, В; А, В, С; С, Д). Теперь прерывания при изготовлении данных изделий исключены. Даже если объемы выпуска различных промежуточных периодов заметно отличаются друг от друга, реализация плана выпуска существенно облегчается. Возможно еще распределение без прерываний — (С, Д; А, В, С; А, В). Каждому из трех оставшихся вариантов распределения соответствует прерывание при изготовлении одного или двух изделий.

Таким образом, при выборе наилучшего варианта важное значение имеет распределение номенклатуры выпуска.

Успешное выполнение всей производственной программы зависит от того, какую продолжительность установили для промежуточных плановых периодов. Если их продолжительность слишком мала, это неблагоприятно отражается на производстве, так как требуются частые перестройки с одного плана выпуска на другой. Существенно усложняет организацию производства разница в технологических опережениях по моментам пуска в производство разных деталей. Это приводит к необходимости изготовления деталей для выпуска изделий в следующем промежуточном плановом периоде, в то время, когда не закончено изготовление деталей для текущего промежуточного периода. Поэтому возникают переходные периоды, в течение которых организация производства усложняется. Если продолжительность переходных периодов, определяемая разницей в технологических опережениях, невелика относительно продолжительности промежуточных плановых периодов, то незначительно и негативное влияние перестройки производства по организации производственных процессов.

Чем больше продолжительность планового периода, тем больше возможность повышения эффективности производства, что улучает организацию производственных процессов. Даже в том случае, если распределение продукции по плановому периоду неудовлетворительно с точки зрения внешних потребителей, применительно к инновационному производству не следует сразу принимать решение о сокращении планового периода. Следует рассмотреть другие варианты распределения, которые могут оказаться приемлемыми.

В реальных условиях негативное влияние имеющихся различий в технологических опережениях можно уменьшить, установив небольшое число нормативных технологических опережений, и для каждой детали выбирать технологическое опережение, равное нормативному. Поясним это на конкретном примере.

Предположим, что узким местом на предприятии является механообрабатывающее производство, а распределение выпуска определено, исходя из условия равномерной загрузки механического цеха. Пусть имеется большое число разных деталей, технологические опережения которых по моменту их пуска в производство в цехе примерно равны и не превышают 10 дней, а все остальные детали (число некоторых невелико) имеют технологические опережения, не превышающие 20 дней. Для первой группы деталей установим технологическое опережение в 10 дней, для второй группы — в 20 дней. В результате организация производственных процессов значительно упрощается.

За 20 дней до начала промежуточного планового периода заканчивается изготовление деталей из второй группы, идущих на выпуск текущего промежуточного периода, и начинается изготовление деталей той же группы, но идущих на выпуск нового промежуточного периода. За 10 дней до начала нового промежуточного периода заканчивается изготовление деталей первой группы текущего периода и начинается производство деталей той же группы, но идущих на выпуск нового периода. Переходный период составляет 10 дней. В течение этого периода не возникает какой-либо существенной перегрузки или недогрузки цеха, так как вторая группа содержит небольшое число деталей из всей номенклатуры цеха.

Данный способ организации производства ведет к некоторому увеличению запасов на складе готовых деталей, но это компенсируется существенным упрощением организации производственных процессов.

Остановимся на вопросах технической реализации расчетов по задаче в системе управления производством. Как правило, наиболее дефицитными ресурсами на предприятиях являются фонды рабочего времени по нескольким ведущим профессиям. Поэтому достаточно определить основные зависимости изменения от выпуска изделий для некоторых из них. При определении данных зависимостей по некоторым профессиям следует учитывать, что предприятие не является детерминированным объектом с точно заданными параметрами и ограничениями на множество состояний. В этих условиях применительно к рассматриваемой задаче бессмысленно добиваться большой точности при определении зависимости изменения затрат от выпуска, формировании ограничений и определении крайних точек множества выпуска. При определении данной зависимости достаточно ограничиться анализом линейных зависимостей, а относительно систем ограничений, определяющих множество выпуска, ограничиться системами линейных зависимостей. Это объясняется тем, что с практической точки зрения более важна не высокая точность численных параметров, а структура плана выпуска на промежуточных периодах. Свойства крайних точек множества выпуска, объясняющие преимущества планов, соответствующих этим точкам, сохраняются независимо от того, с какой точностью определена система ограничений. В этом можно убедиться, если вернуться к уже рассмотренному примеру расчета распределения выпуска по плановому периоду, где затраты на переналадку, обусловливающие нелинейную зависимость затрат от выпуска, составляют ≈9 % от суммарных затрат. Это дает основание считать, что множество выпуска, построенное без учета затрат на переналадку, не будет сильно отличаться от первоначального множества.

Запишем систему линейных ограничений:

$$\begin{cases} 76z_1 + 74z_2 \le 16\ 650; \\ 120z_1 + 60z_2 \le 23\ 710; \\ z_1, z_2 \ge 0. \end{cases} \qquad (11)$$

Определим вершины многогранника, образованного системой ограничений (11): $e^1 = (0;\ 0)$; $e^2 = (197{,}6;\ 0)$; $e^3 = (0;\ 225)$; $e^4 = (1747;\ 45{,}6)$.

Структура планов, соответствующих вершинам многогранника, не изменилась, пропорции выпуска изделий сохранились. Если решить задачу минимизации суммарных затрат, в которых учтены затраты на переналадку, то получим распределение:

$$q(t) = \begin{cases} 197{,}6;\ 0;\ 0 \le t < 0{,}51; \\ 0;\ 225;\ 0{,}51 \le t < 0{,}954; \\ 0;\ 0;\ 0{,}954 \le t < 1. \end{cases} \qquad (12)$$

Распределения (6) и (12) по существу ничем не отличаются друг от друга. С практической точки зрения реализация плана выпуска, заданного распределением (12), приведет к таким же результатам, что и при распределении (6).

Если сформулировать и решить задачу на быстродействие при условиях (11), то получим:

$$q(t) = \begin{cases} 174{,}7;\ 45{,}6;\ 0 \le t < 0{,}571; \\ 0;\ 225;\ 0{,}571 \le t < 0{,}9; \\ 0;\ 0;\ 0{,}9 \le t < 1. \end{cases} \qquad (13)$$

Распределения (13) и (7) также практически ничем не отличаются друг от друга.

Рассмотрим другой способ объединения изделий в комплекты, которому соответствовала система (8). Вместо системы (8) запишем систему линейных ограничений:

$$\begin{cases} 100z_1 + 50z_2 \le 16\ 650; \\ 135z_1 + 45z_2 \le 23\ 710; \\ z_1, z_2 \ge 0. \end{cases} \qquad (14)$$

Решая задачу на минимум суммарных затрат, в которых учтены затраты на переналадку, при условии (15), получим распределение:

$$q(t) = \begin{cases} 166{,}5;\ 0;\ 0 \le t < 0{,}6; \\ 0;\ 333;\ 0{,}6 \le t < 0{,}9; \\ 0;\ 0;\ 0{,}9 \le t < 1. \end{cases} \qquad (15)$$

Сравнив распределения (15) и (10) убедимся в том, что в данном случае достаточно ограничиться рассмотрением линейных систем ограничений на ресурсы.

Определение зависимости затрат от выпуска начинается с определения норм времени изготовления одного изделия каждого вида по основным

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 628.74

А. А. БЕКАЕВ, канд. техн. наук, П. И. СТРОКОВ, А. Ю. КОВАЛЬЧУК (МГТУ "МАМИ"), e-mail: bekaev@list.ru

Новый способ пожаротушения

Предложен новый, не имеющий аналогов способ борьбы с огнем и устройство для его реализации на основе постоянного магнитного поля.

Ключевые слова: пожаротушение, пожаробезопасность, очаг возгорания, пламя, электроподавление.

A new, unparalleled, method to fight the fire and the device for its realization based on the constant magnetic field is proposed.

Keywords: fire fighting, fire safety, flash seat, electrosuppression.

В мире ежегодно возникает более 5 млн пожаров, в которых гибнут люди и уничтожаются материальные ценности. Все чаще причиной пожаров становятся природные катаклизмы. Так, в России летом 2010 г. из-за небывалой жары в 30 субъектах и 600 районах был введен режим чрезвычайной пожароопасной ситуации.

Современные способы и средства тушения пожаров основаны на сбивании пламени различными средствами и блокировании поступления кислорода в зону горения. Сегодня при тушении пожаров применяют такие средства, как специальные пены и порошки. Для тушения объектов, находящихся под напряжением, используют углекислоту и инертные газы. Однако не всегда средства позволяют быстро и эффективно предотвращать возникновение очага возгорания и гарантировать надежную защиту от повторного воспламенения.

Применяются и другие способы, например тушение взрывом, суть которого состоит в сверхскоростном сбивании (так называемом сдувании) факела пламени воздушной ударной волной, образующейся при взрыве тротила или другого взрывчатого вещества, смешанного со средствами огнетушения (порошком, песком, пеной и др.) в центре пламени. Основными недостатками тушения взрывом являются:

вероятность возникновения обратного эффекта — огневого поражения еще большей площади возгорания в результате распыления первоначального очага пожара во все стороны воздушной волной взрыва;

опасность использования взрывчатых веществ вблизи от людей;

опасность повторного воспламенения;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)

операциям. В условиях современного производства подобная информация важна для специалистов отдела труда и расчета заработной платы. Расчет трудовых нормативов на многокомпонентные и особенно на принципиально новые изделия очень трудоемок. Поэтому его целесообразно механизировать. Последующие расчеты по распределению выпуска изделий по плановому периоду можно осуществлять вручную при небольшом числе изделий, дефицитных ресурсов и малом числе комплектов, по которым распределены все изделия.

Итак, метод решения задачи распределения выпуска согласно производственной программе по плановым периодам в организации производства инновационной продукции представляет собой органичное сочетание неформальных методов принятия решений и формальных расчетов по установленным алгоритмам. Задачи принимающего решения: принятие способа объединения изделий в комплекты, установление перечня дефицитных ресурсов, выбор варианта из множества способов объединения изделий в комплекты при различных опорных векторах решаемой задачи и разных перестановках промежуточных периодов внутри принятого планового периода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Окатьев Н. А.** Автоматизированная процедура закрепления поставщиков за потребителями продукции // Оборонная техника. 2007. № 6. С. 66—72.

2. **Чурсин А. А., Окатьев Н. А.** Инновации и инвестиции в деятельности организации. М.: Машиностроение, 2010. 469 с.

3. **Большой** энциклопедический словарь. Математика / Под ред. Ю. В. Прохорова. М.: Научное изд-во "Большая Российская энциклопедия", 2000. 848 с.

4. **Гладилин А. В., Герасимов А. Н., Громов Е. И.** Эконометрика. М.: КНОРУС, 2008. 232 с.

5. **Пелих А. С., Терехов Л. Л., Терехова Л. А.** Экономико-математические методы и модели в управлении производством. Ростов н/Д: Феникс, 2005. 248 с.

необходимость привлечения большого числа людей и техники.

Кроме того, при таком способе тушения есть вероятность уничтожения материальных ценностей. Специалистами постоянно ведется поиск более совершенных методов борьбы с огнем, однако разработка более простого и эффективного способа тушения пожара остается актуальной.

В МГТУ "МАМИ" был разработан принцип электроогневой установки (ЭОУ) для бесконтактного тушения пожаров, основанный на электрическом подавлении пламени любой интенсивности в статическом электрополе без использования каких-либо пламегасящих веществ.

Новый способ электроподавления пламени основан на эффекте отклонения факела к одному из разноименных высоковольтных потенциалов внешнего электрополя [1]. Горение прекращается из-за прекращения протекания цепных реакций физико-химического деления заряженных радикалов воспламененных углеводородных веществ в ядре пламени. В специально созданном сильном электрическом поле между двумя высоковольтными электродами подвижные отрицательно заряженные электроны пламени отклоняются в сторону положительно заряженного электрода и удаляются этим полем из зоны горения, в результате чего прекращаются цепные реакции в зоне очага возгорания – пламя быстро гаснет [2].

В состав разработанной ЭОУ (рис. 1) входят: источник переменного (бытовая электросеть) или постоянного (аккумуляторная батарея) электрического тока; блок управления, регулирующий напряженность электрического поля между высоковольтными электродами и преобразующий переменный ток в постоянный при использовании электросети; два высоковольтных жаропрочных электрода. Отрицательно заряженный электрод должен находиться в центре пламени, а положительно заряженный – над ним на расстоянии h (рис. 2). Условия электроподавления пламени: $S_c > S_{пл}$; $H < h$.

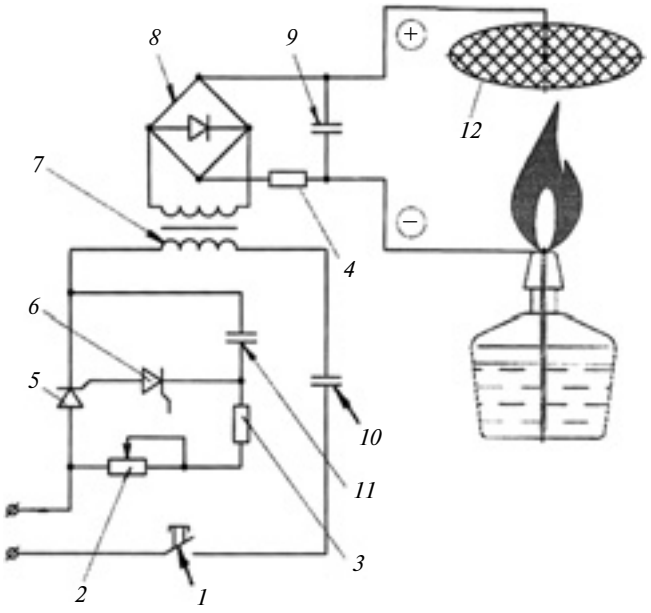


Рис. 1. Схема электроогневой установки:
1 — кнопочный контактор; *2* — регулируемый резистор; *3*, *4* — резисторы; *5* — симистор; *6* — тиристор; *7* — катушка индуктивности; *8* — выпрямительный мост; *9*—*11* — конденсаторы; *12* — металлическая сетка

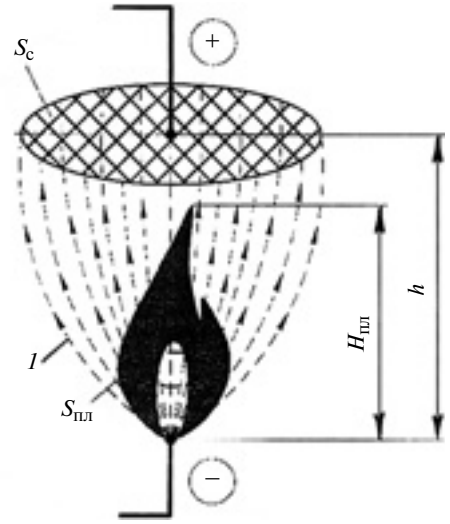


Рис. 2. Схема настройки высоковольтных электродов:
$S_{пл}$ — площадь наибольшего сечения пламени; S_c — площадь положительно заряженной сетки; *1* — линии электромагнитного поля

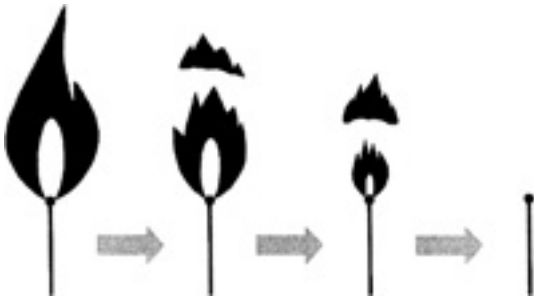


Рис. 3. Последовательность эффекта электроподавления пламени

Расстояние h между электродами регулируют так, чтобы напряженность E электрического поля была достаточной для электроподавления пламени заданной интенсивности: $E = U/h$ (здесь U — напряжение между электродами).

При проведении экспериментальных исследований эффект электроподавления наблюдался в виде быстрых динамичных срывов части пламени (рис. 3) в сторону положительно заряженного электрода при скачкообразном (1÷2 с) затухании очага возгорания. При этом вместе с пламенем полностью исчезал дым — продукт неполного сгорания.

Для проведения экспериментальных исследований был создан лабораторный образец ЭОУ, где в качестве источника пламени различной интенсив-

ности использовали спиртовую горелку с плавной регулировкой фитиля, а для измерений — электростатический киловольтметр С-196.

Используя методы подобия [3] и рассматривая фронт пламени как бесконечное число горящих спиртовок, экспериментально получили зависимость высоковольтного напряжения U от параметра h при тушении пламени разной интенсивности (рис. 4), которую можно разделить на три зоны: *1* — нестабильное электротушение с образованием стримера (разряда) между электродами; *2* — наиболее эффективное электроподавление пламени; *3* — насыщение очага возгорания (здесь пламя или не гаснет, или гаснет неполностью).

Полученные результаты показали, что для быстрого и надежного тушения пламени с интенсивностью горения, определяемой высотой факела $H_{пл} \leqslant 20$ мм и площадью возгорания $S_{пл} \leqslant 50$ мм^2 (см. рис. 4, область *I*), рациональный диапазон напряжения между высоковольтными электродами составил $U = 2 \div 8$ кВ при $h \leqslant 20$ мм, что соответствует напряженности электрического поля $E = 100 \div 400$ кВ/м. Для тушения более интенсивного пламени (см. рис. 4, области *II* и *III*) требуется большее напряжение.

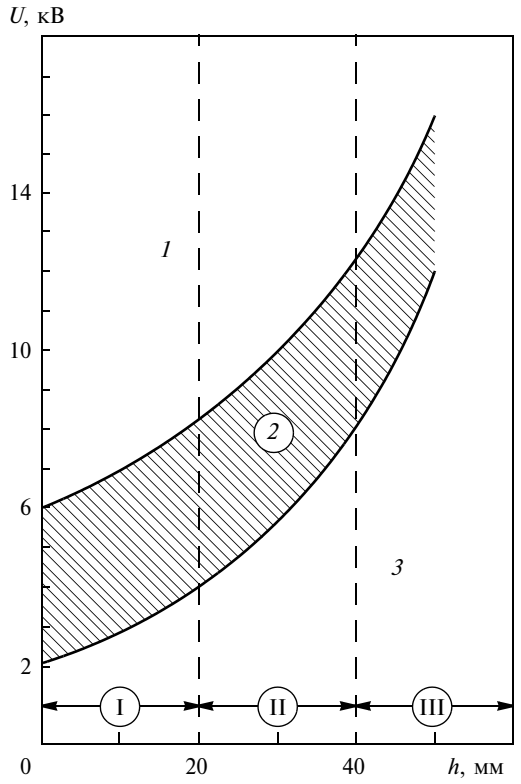


Рис. 4. Зависимость изменения напряжения U от расстояния h между электродами при тушении пламени разной интенсивности:

I — $H_{пл} < 20$ мм и $S_{пл} < 50$ мм^2; *II* — $H_{пл} < 40$ мм и $S_{пл} < 150$ мм^2; *III* — $H_{пл} < 60$ мм и $S_{пл} < 300$ мм^2; *1* — зона нестабильного электротушения; *2* — зона наибольшей эффективности; *3* — зона насыщения очага возгорания

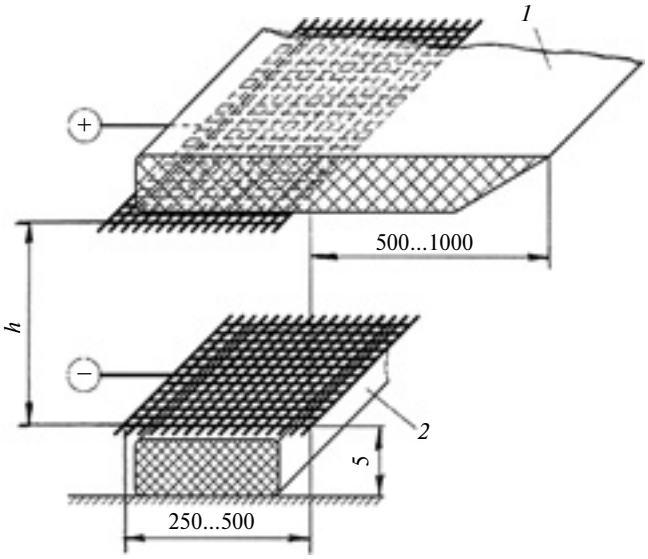


Рис. 5. Схема системы электромагнитной противопожарной защиты:

1 и *2* — козырек и подложка из сухого негорючего изолированного материала

При исследованиях в качестве высоковольтных электродов использовали жаропрочную металлическую мелкоячеистую сетку, площадь которой превышала площадь возгорания, однако можно предположить, что данный метод применим и при тушении торфяных болот и лесов.

Эффект подавления пламени электромагнитным полем можно использовать в противопожарных системах, установив датчики пожарной сигнализации по периметру объекта. При приближении пламени к объекту датчики посылают сигналы, на высоковольтные электроды поступает напряжение, создается электромагнитное поле, работающее как экран. Таким образом, пламя будет обходить защищаемый объект.

В качестве высоковольтных электродов целесообразно использовать металлическую сетку с ажурным каркасом. Нижний отрицательно заряженный электрод должен находиться на подложке, а положительно заряженный электрод — под козырьком и на определенном расстоянии от первого электрода (рис. 5). Так как высота $H_{пл}$ пламени может быть любой, а расстояние h между электродом постоянное, то необходимо обеспечить принудительный увод пламени под козырек.

Предлагаемый способ пожаротушения высокоэффективен и не требует расходных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фарадей М.** История свечи: Пер. с англ. / Под ред. Б. В. Новожилова. М.: Наука, 1980. 128 с.

2. **Дудышев В. Д.** Новая электроогневая технология экологически чистого горения // Новая энергетика. 2003. № 1. С. 33—38.

3. **Седов Л. И.** Методы подобия. М.: Машиностроение, 1977. 440 с.

УДК 665.37.047.79:66.015.23

С. АЛТАЙУЛЫ, канд. техн. наук, С. Т. АНТИПОВ, д-р техн. наук, С. В. ШАХОВ, канд. техн. наук
(Воронежский государственный университет инженерных технологий), e-mail: sagimbek@mail.ru

Конический ротационно-пленочный аппарат для выпаривания эмульсий растительных масел

Предложена новая конструкция аппарата для выпаривания фосфолипидных эмульсий растительных масел. Полное орошение внутренней поверхности корпуса обеспечивает получение эмульсии высокой концентрации за один проход масла.

Ключевые слова: ротационно-пленочный аппарат, фосфолипидная эмульсия, растительное масло.

A new design of evaporator of the phospholipide vegetable oil emulsions is proposed. Due to the total irrigation of the housing inner surface the highly-concentration emulsion in one pass of oil is provided.

Keywords: a conical rotation-film apparatus, phospholipide emulsion, vegetable oil.

Фосфолипиды выделяются из растительных масел в процессе гидратации, включающей тщательное смешивание масел с водой или водяным паром, выдержку смеси с целью коагуляции и последующее разделение смеси в тарельчатых отстойниках или сепараторах. Полученная фосфолипидная эмульсия имеет высокую влажность (55÷75 %) и не подлежит хранению из-за сравнительно быстрого окисления, что приводит к потере вкусовых качеств. Для сохранения товарных свойств фосфолипиды обезвоживают сразу по окончании гидратации.

Фосфолипидные концентраты используют для повышения пищевой ценности хлебобулочных и кондитерских изделий, маргаринов, шоколада, заменителей цельного молока и других продуктов питания. При выпаривании не допускаются длительные температурные воздействия на фосфолипиды, приводящие к их перегреву и связанному с этим ухудшению цвета, вкуса и запаха готового концентрата. Поэтому для выпаривания используют ротационно-пленочные аппараты разных конструкций [1], которые работают в линиях гидратации.

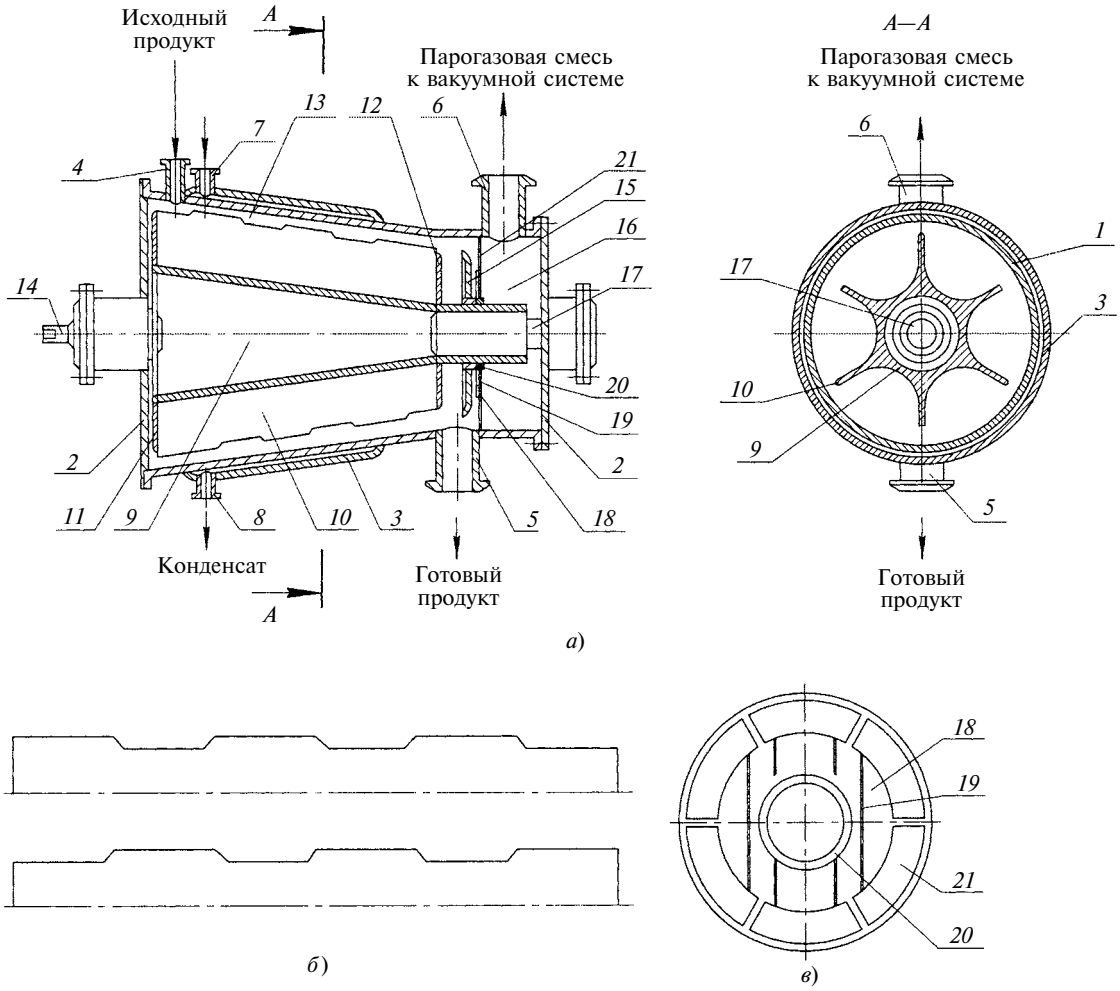
Предлагаемый ротационно-пленочный аппарат [2] (рисунок, *а*) состоит из конического корпуса *1* с крышками *2*. Патрубки *4* и *5* предназначены соответственно для ввода исходного и вывода готового продукта. Патрубок *6* служит для присоединения к вакуумной системе. Для обогрева корпуса предназначена рубашка *3*, подача пара в которую и отвод конденсата осуществляются через патрубки соответственно *7* и *8*.

В корпусе *1* установлен полый герметичный ротор *9*, выполненный в форме усеченного конуса звездообразного сечения, с лопастями *10*, между которыми образуется овалообразный канал постоянного сечения. Ротор *9* установлен на полуосях *14* и *17* и закреплен с помощью дисков *11* и *12*. Полуось *14* является приводным валом. Кромки лопастей *10* по всей длине образующей имеют чередующиеся трапецеидальные вырезы, которые на смежных лопастях (рисунок, *б*) смещены относительно друг друга. Между кромками лопастей и внутренней поверхностью конического корпуса имеется зазор *13*, увеличивающийся по ходу движения продукта.

За рабочей зоной с ротором *9* расположена сепарационная камера *16*. На выходе из этой зоны установлен сепарационный отбойник *15*, непосредственно за которым на радиальных опорах корпуса *1* неподвижно закреплено сепарационное кольцо *18* с отверстиями в виде кольцеобразных сегментов *21* (рисунок, *в*). Между кольцом *18* и ротором *9* установлена уплотняющая втулка *20*. На поверхности кольца *18* со стороны ротора *9* установлены вертикальные направляющие *19*. На рис. 2 дана трехмерная модель аппарата (позиции те же, что на рисунок).

Предлагаемый аппарат работает следующим образом. Исходный продукт через патрубок *4* поступает в корпус *1*, где попадает на лопасти *10* вращающегося ротора *9* и под действием центробежных сил распределяется по его внутренней поверхности. Корпус *1* обогревается паром, подаваемым в рубашку *3* через патрубок *7*, конденсат отводится через патрубок *5*. Выпариваемая фосфолипидная эмульсия растительного масла равномерно и беспрепятственно перемещается вместе с парами вдоль корпуса *1* в зазоре *13*. Сопротивление поступательному перемещению продукта снижают трапецеидальные вырезы на кромках лопастей *10*. По мере продвижения продукта повышается его вязкость и увеличивается толщина. Но значительного повышения сопротивления движению при этом не происходит благодаря увеличивающемуся по направлению к выходу из рабочей зоны зазору *13*.

Парогазовая смесь продукта по каналу, образованному лопастями *10* внутренней поверхностью ротора *9*, выводится из рабочей зоны в сепарационную камеру *16*, в которой посредством сепара-



Конический ротационно-пленочный аппарат для выпаривания фосфолипидных эмульсий растительных масел

ционных отбойника *15* и неподвижного кольца *18* отделяется от жидкой фазы, а затем через отверстия *21* и патрубок *6* отсасывается вакуумной системой из аппарата. Готовый продукт вместе с его частью, отделенной с помощью отбойника *15* и кольца *18*, удаляется из аппарата через патрубок *5*. Стеканию жидкой фазы с неподвижного кольца *18* способствуют направляющие *19*.

Данная конструкция аппарата позволяет интенсифицировать процесс и снизить энергозатраты на его проведение с сохранением качественных показателей продукта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Василинец И. М., Сабуров А. Г.** Роторные пленочные аппараты в пищевой промышленности. М.: Агропромиздат, 1989. 126 с.

2. **Пат. 2429040 Рос. Федерации:** МПК B 01 D 1/22: Конический ротационно-пленочный аппарат.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

Международная специализированная выставка "Термообработка—2011"

В сентябре на территории ЦВК "Экспоцентр" проходит ежегодная международная специализированная выставка по термообработке, организатором которой является компания "Мир-Экспо". На пятой Международной специализированной выставке "Термообработка—2011" было представлено оборудование для индукционного нагрева, газовое оборудование для промышленных печей, вакуумные печи, закалочное оборудование, оборудование для контроля качества термообработки, теплотехнического измерения, ионно-плазменной обработки поверхностей, а также современные технологии термомеханической, термохимической, размерной и поверхностной обработки различных материалов. В выставке приняли участие около 50 компаний, в том числе из Германии, Италии, Чехии.

Одним из российских предприятий, представивших свои достижения в этой области, стало ООО "Воткинский завод термического оборудования".

Центробежные трубы наружным диаметром 50÷1600 мм и длиной до 8500 мм отличаются высокой износостойкостью, обусловленной особой кристаллической решеткой и высокой плотностью металла, отсутствием раковин, шлаковых и неметаллических включений. Износостойкость обеспечивается неоднородностью структурных составляющих, так как при центробежном литье карбиды создают грубую ледебуритную сетку замкнутой конфигурации, выполняя функцию армирующего материала. Кроме того, имеет место направленная кристаллизация радиального характера: крупные дендриты располагаются по радиусу и выходят на изнашиваемую поверхность малыми сечениями, усиливая эффект армирования.

Шахтные печи МИМП–США для термообработки, сушки, пайки, плавки и обжига при температурах до 1250 °С в воздушной или защитной средах. Установленная мощность печей 10÷250 кВт. Питающее напряжение 200÷380 В. Диапазон температур в рабочем пространстве 100÷1250 °С. Рабочая среда – воздух, инертный газ, эндогаз. Скорость нагревания 0,1÷20 °С/мин. Габаритные размеры печей 800 × 800 × 1000 и 2000 × 2000 × 4500 мм, массы соответственно 100 и 3000 кг. Отклонение рабочей температуры не более 5 °С. В памяти блока управления может находиться до 9 программ, каждая из которых содержит до 16 ступеней режимов нагревания и охлаждения. Управление осуществляется с помощью компьютера.

Шахтная печь МИМП-СШЗ — универсальный комплекс для термической и химико-термической обработки металлов в одном пространстве. В печь встроен автономно регулируемый эндогенераторный блок, позволяющий получать эндогазовую среду. Печь оснащена системой вторичной подачи газов для регулирования углеродного потенциала среды в зависимости от вида химико-термической обработки и марки материала.

Высокотемпературная электропечь СШЗ с защитной средой из эндогаза разработана для замены жидких соляных ванн, использование которых ведет к высоким эксплуатационным затратам, что связано с подготовкой солей, постоянным контролем за составом, периодическим введением ректификатов, чисткой рабочего объема и удалением шлама. Кроме того, интенсивное испарение солей с зеркала ванн и необходимость утилизации твердых отходов негативно влияют на окружающую среду. Предлагаемая высокотемпературная печь с керамической ретортой позволяет нагревать стали до 1270 °С с минимальными эксплуатационными затратами при полной экологической безопасности. Использование в качестве защитной среды эндогаза позволяет надежно защищать поверхность деталей от окисления и обезуглероживания. Камера для эндогаза совмещена с печным блоком, нагреватели диаметром до 600 мм расположены в канавках на внешней стороне керамической реторты. Теплоизоляция печи выполнена из огнеупорных материалов. Возможно размещение дополнительных нагревателей на поде. Управление осуществляется с помощью компьютера. Питающее напряжение печи 380 В. Установленная мощность 80 кВт. Диаметр рабочего пространства реторты 1200 мм. Расходы: газовоздушной смеси до 3 $м^3$/ч, пропанабутана до 0,4 $м^3$/ч, метана до 1 $м^3$/ч.

Малогабаритный сушильный шкаф ШС–40/3,5 для низкотемпературной сушки и стерилизации инструмента. Имеются съемные полки для максимально эффективного использования рабочего объема. В памяти встроенного блока управления хранится до 9 программ, каждая из которых содержит до 16 ступеней режимов нагревания и охлаждения. Питающее напряжение 220 В. Потребляемая мощность 2,5 кВт. Рабочие температуры 50÷350 °С, отклонение температуры от заданного режима не более 4 °С. Габаритные размеры: камеры нагревания 350 × 350 × 360 мм, сушильного шкафа 550 × 600 × 520 мм. Масса сушильного шкафа 60 кг.

Чл.-кор. АПК А. Н. ИВАНОВ