ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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)

1
2019

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Павлов В. Ф., Букатый А. С., Семенова О. Ю. — Прогнозирование предела выносливости поверхностно-упрочненных деталей с концентраторами напряжений . . . 3

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Колчин П. В., Мансуров Р. Ш. — Модульное проектирование станочного оборудования как киберфизических систем на основе искусственного интеллекта и облачных технологий для цифровых производств . . . 7

Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю., Крюков К. С., Залознов И. П. — Теоретическое исследование процесса сжатия, основанного на массообменном и тепловом взаимодействиях, в насосе объемного действия . . . 16

Муницын А. И., Муницына М. А., Крайнова Л. Н. — Динамика цилиндра со смещенным центром тяжести на вибрирующем основании с учетом сухого трения . . . 20

Савинкин В. В., Кузнецова В. Н. — Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора при эффективном копании грунта . . . 23

Красильников А. Я. — Определение силы сдвига тонких высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ в магнитных системах и магнитных муфтах . . 29

Галкин В. В., Дербенев А. А. — Влияние повреждаемости структуры при многоэтапной холодной деформации на механические свойства малоуглеродистых и борсодержащих сталей . . . 32

Нижегородов А. И. — Энерготехнологический агрегат с вибрационной подовой платформой для термообработки минерального сырья . . . 39

Решенкин А. С. — Особенности применения магнитошумовой диагностики конструкций . . . 44

Гусев А. С., Буда-Красновский С. В., Стародубцева С. А. — Статистическое определение характеристик сопротивления усталости . . . 47

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Воронин Н. А. — Разработка и анализ диаграмм внедрения, используемых при создании топокомпозитов триботехнического назначения . . . 51

Князев Д. В., Ражиков В. Н. — Исследование и моделирование потока смазочного материала в зазорах между гильзой и ротором электродвигателя . . . 57

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Зуев А. С., Лепешкин А. В. — Оптимизация процесса разрушения песчано-полимерных формообразующих оправок . . . 61

Гусейнов А. Г., Кязимова Х. А. — Диффузионная металлизация для повышения износостойкости деталей гусеничных движителей . . . 62

Мамонов В. И., Полуэктов В. А. — Моделирование параметров загрузки технологических единиц рабочих центров . . . 65

Ларин С. Н., Платонов В. И. — Исследование качества изделий из алюминиевых сплавов, получаемых изотермическим свободным деформированием в квадратную матрицу . . . 69

Закиров И. М., Семешко М. А., Фелюнина Т. А. — Формообразующие операции при изготовлении складчатых изделий . . . 74

Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В. — Обеспечение виброустойчивости горизонтальной шлифовальной головки карусельно-шлифовальных станков с ЧПУ . . . 80

Обработка материалов без снятия стружки

Грязев М. В., Ларин С. Н. — Разработка математической модели процесса вытяжки упрочняющегося материала с прижимом радиальной матрицей . . . 84

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Pavlov V. F., Bukatyi' A. S., Semenova O. Yu. — Forecasting of the endurance limit of surface-hardened parts with stress concentrators

Kabaldin Yu. G., Shatagin D. A., Kolchin P. V., Mansurov R. Sh. — Modular design of machine-tool equipment as cyber-physical systems based on artificial intelligence and cloud technologies for digital productions

Shcherba V. E., Shalay V. V., Kondyurin A. Yu., Kryukov K. S., Zaloznov I. P. — Theoretical research of compression process based on mass transfer and thermal interactions in a displacement pump

Munitsyn A. I., Munitsyna M. A., Kraynova L. N. — Dynamics of a cylinder with a displaced center of gravity on a vibrating base taking into account dry friction

Savinkin V. V., Kuznetsova V. N. — A study of the optimal angles of positioning of the working equipment of the excavator, with the effective digging of the soil

Krasil'nikov A. Ya. — Determination of shear force of thin "KC-25ДЦ" high-coercive permanent magnets in magnetic systems and magnetic couplings

Galkin V. V., Derbenev A. A. — Effect of structural damage during multistage cold deformation on machanical properties of low-carbon and boron-containing steels

Nizhegorodov A. I. — Energy technology unit for heat treatment of mineral raw materials with a vibration bottom platform

Reshenkin A. S. — Application features of magnetic-noise diagnostics of structures characteristics

Gusev A. S., Buda-Krasnovskiy S. V., Starodubtseva S. A. — Statistical determination of fatigue resistance

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Voronin N. A. — Development and analysis of indentation diagrams used in the creation of topocomposites for tribotechnical purposes

Knyazev D. V., Razhikov V. N. — Research and modeling of lubricant flow in the gaps between the sleeve and the rotor of an electric motor

MANUFACTURING ENGINEERING

Zuev A. S., Lepeshkin A. V. — Optimization of failure process of sand-polymer forming mandrels

Guseynov A. G., Kyazimova Kh. A. — Diffusion metallization for increase the wear resistance of tracked propulsion parts

Mamonov V. I., Poluektov V. A. — Modeling of loading parameters of technological units of work centers

Larin S. N., Platonov V. I. — Research of the quality of products from aluminum alloys obtained by isothermal free deformation into a square matrix

Zakirov I. M., Semeshko M. A., Filyunina T. A. — Forming operations in the manufacture of folded products

Siritsyn A. L., Bashkirov V. N., Shirokikh E. V. — Ensuring the vibration resistance of a horizontal grinding head of circular-grinding CNC machines

Chipless processing of materials

Gryazev M. V., Larin S. N. — Development of a mathematical model for the drawing process of a material to be hardened with a radial matrix clamping

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

Сдано в набор 28.10.2018. Подписано в печать 18.12.2018.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.7.036

В. Ф. ПАВЛОВ, д-р техн. наук, А. С. БУКАТЫЙ, О. Ю. СЕМЕНОВА (Самарский национальный исследовательский университет им. академика С. П. Королева), e-mail: sopromat@ssau.ru

Прогнозирование предела выносливости поверхностно-упрочненных деталей с концентраторами напряжений*

Изучена возможность прогнозирования предела выносливости поверхностно-упрочненных образцов из стали 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля по двум критериям: остаточным напряжениям на поверхности надреза и среднеинтегральным остаточным напряжениям по толщине поверхностного слоя опасного сечения, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Установлено, что для оценки влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с концентраторами напряжений наиболее оправдано использование второго критерия. Экспериментально подтверждена зависимость критической глубины нераспространяющейся трещины усталости от размера опасного сечения детали.

Ключевые слова: поверхностное упрочнение, деталь с концентратором, предел выносливости, остаточные напряжения, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений.

The possibility of forecasting the endurance limit of surface-hardened specimens from steel "20" with circular cuts of a semicircular profile was studied according to two criteria: residual stresses on the surface of the cut and average integral residual stresses along the surface layer thickness of a critical cross-section equal to the critical depth of a non-propagating fatigue crack. It is determined, that for assessment the effect of surface hardening on the increment of the endurance limit of parts with stress concentrators, the use of the second criterion is most justified. The dependence of the critical depth of a non-propagating fatigue crack on the size of a critical cross-section of a part is confirmed experimentally.

Keywords: surface hardening, part with a stress concentrator, endurance limit, residual stresses, criterion of average integral residual stresses.

После поверхностного пластического деформирования (ППД) в поверхностном слое деталей изменяется структура, возникают наклеп и сжимающие остаточные напряжения. Известно [1], что основную роль в повышении сопротивления усталости упрочненных деталей с концентраторами играют сжимающие остаточные напряжения. Для оценки влияния остаточных напряжений на предел выносливости таких деталей применяются два критерия. Первым критерием, использованным в работах [1—4], являются остаточные напряжения на поверхности концентратора.

Зависимость для определения предела выносливости в этом случае имеет вид:

$$P_R = P_R^0 - \psi_P \cdot \sigma_z^{\text{пов}}, \qquad (1)$$

где $P_R^0(\sigma_R^0, \tau_R^0)$ — предел выносливости неупрочненной детали; $\psi_P(\psi_\sigma, \psi_\tau)$ — коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\sigma_z^{\text{пов}}$, т. е. по осевым (меридиональным) остаточным напряжениям на поверхности концентратора в опасном сечении детали. Другие компоненты остаточного напряженного состояния в соответствии с теорией наибольших касательных напряжений на предел выносливости не влияют, так как радиальные напряжения на поверхности концентратора $\sigma_\rho = 0$, а окружные σ_θ являются промежуточными главными напряжениями [5].

Как правило, зависимость (1) записывается для приращения $\Delta P_R(\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R)$ предела выносливости:

$$\Delta P_R = \psi_P |\sigma_z^{\text{пов}}|.$$

На практике при упрочнении деталей ППД часто наблюдается подповерхностный максимум сжимающих остаточных напряжений, т. е. в направлении к поверхности детали напряжения уменьшаются, причем весьма существенно. Иногда остаточные напряжения снижаются к поверхности

* Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013—2020 годы.

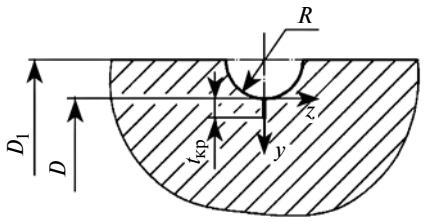


Рис. 1. Нераспространяющаяся трещина усталости

детали до нуля и даже становятся растягивающими [6], однако увеличение предела выносливости наблюдается и в этих случаях. Так, например, авторы исследования [7] определяли остаточные напряжения и сопротивление усталости азотированных и упрочненных роликом стальных цилиндрических образцов. После нагрева и выдержки этих образцов при температурах 150 и 200 °С наблюдались уменьшение сжимающих остаточных напряжений на поверхности и их увеличение на некотором расстоянии от нее, в результате чего повышался предел выносливости.

Изложенное выше приводит к выводу, что критерий оценки влияния на предел выносливости поверхностного упрочнения деталей с концентраторами по остаточным напряжениям должен базироваться на учете остаточных напряжений не только на поверхности, но и по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали.

При достаточно больших переменных напряжениях, близких к пределу выносливости, в упрочненных деталях с концентраторами всегда возникают нераспространяющиеся усталостные трещины [3, 8, 9]. В связи с этой особенностью сопротивления усталости в исследовании [10] было предложено принять за критерий остаточные напряжения на дне нераспространяющейся трещины, в качестве которых рассматриваются дополнительные остаточные напряжения, возникающие вследствие перераспределения остаточных усилий в упрочненной детали в результате образования трещины. При этом исходные остаточные напряжения детали на дне трещины не учитываются в силу их малости по сравнению с дополнительными.

Для определения второго критерия в работе [10] использовалось решение задачи [11] о дополнительных остаточных напряжениях в наименьшем сечении поверхностно-упрочненной детали после нанесения на нее надреза полуэллиптического профиля. После выделения основной части решения [11] был получен второй критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ влияния остаточных напряжений на предел выносливости упрочненной детали в виде:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi}\int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}}\,d\xi, \qquad (2)$$

где $\sigma_z(\xi)$— осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали; $\xi = y/t_{кр}$ — расстояние от дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях критической глубины $t_{кр}$ (рис. 1) нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали (образца) на пределе выносливости.

Критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ имеет четко выраженный физический смысл — это остаточное напряжение на дне трещины с точностью до постоянного коэффициента, зависящего от радиуса R дна трещины и ее глубины.

Приращение предела выносливости $\Delta P_R(\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R)$ упрочненной детали с концентратором напряжений при использовании критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ определяется по формуле

$$\Delta P_R = \bar{\psi}_P|\bar{\sigma}_{ост}|, \qquad (3)$$

где $\bar{\psi}_P(\bar{\psi}_\sigma, \bar{\psi}_\tau)$ — коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$. В дальнейшем критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ будем называть критерием среднеинтегральных остаточных напряжений.

В работе [12] для упрочненных разными методами ППД деталей (образцов) из различных материалов с разными концентраторами напряжений при растяжении — сжатии, изгибе и кручении было экспериментально установлено, что критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости зависит только от размеров опасного поперечного сечения и для цилиндрической детали определяется соотношением

$$t_{кр} = 0{,}0216D, \qquad (4)$$

где D — диаметр опасного сечения детали (см. рис. 1).

Экспериментальные исследования

Для проверки возможности использования обоих критериев при оценке влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости при изгибе в случае симметричного цикла были проведены эксперименты на сплошных цилиндрических упрочненных и неупрочненных образцах различного диаметра из стали 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля, которая имела следующие механические характеристики: предел текучести $\sigma_т = 395$ МПа; предел прочности $\sigma_в = 522$ МПа; относительное остаточное удлинение после разрушения $\delta = 26{,}1$ %; относительное остаточное сужение после разрушения $\psi = 65{,}9$ %; сопротивление разрыву $S_k = 1416$ МПа.

Гладкие образцы диаметрами $D_1 = 10$ и 25 мм подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО), а также обкатке роликом при усилиях $P = 0{,}5$ кН (ОР1) и $P = 1{,}0$ кН (ОР2). Гладкие образцы диа-

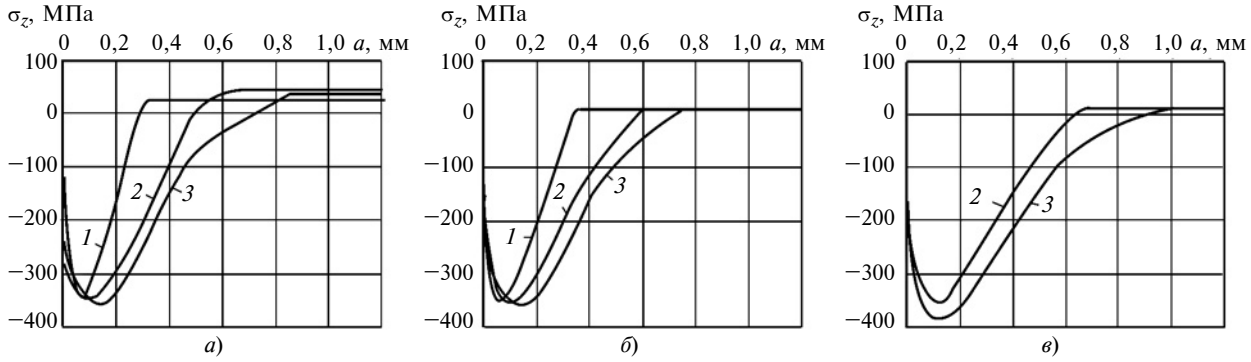


Рис. 2. Остаточные напряжения σ_z в упрочненных гладких образцах диаметром 10 (*а*), 25 (*б*) и 50 мм (*в*) после ПДО (*1*), ОР1 (*2*), ОР2 (*3*)

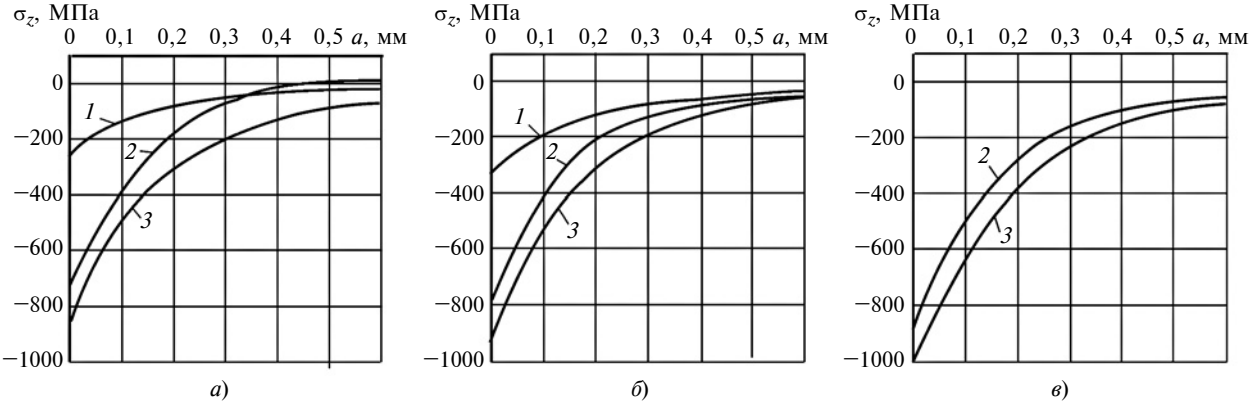


Рис. 3. Остаточные напряжения σ_z в упрочненных образцах диаметром 10 (*а*), 25 (*б*) и 50 мм (*в*) с надрезами R = 0,3 мм после ПДО (*1*), ОР1 (*2*), ОР2 (*3*)

метром D_1 = 50 мм подвергались обкатке роликом при усилиях P = 0,5 кН (ОР1) и P = 1,0 кН (ОР2). Затем на все упрочненные и неупрочненные гладкие образцы наносили круговые надрезы полукруглого профиля радиусом R = 0,3 мм.

Остаточные напряжения в гладких цилиндрических образцах диаметром D_1 = 10 мм определяли экспериментально методом колец и полосок [13], а также методом удаления части цилиндрической поверхности [14]. Остаточные напряжения в гладких цилиндрических образцах диаметрами D_1 = 25 и 50 мм определяли методом колец и полосок [13]. Распределение осевых остаточных напряжений σ_z по толщине a поверхностного слоя гладких образцов представлено на рис. 2, согласно которому сжимающие остаточные напряжения и глубина их залегания при одной и той же упрочняющей обработке с увеличением диаметра образца возрастают.

Эта закономерность объясняется повышением жесткости образцов с увеличением размеров их поперечного сечения. Аналогичные закономерности в распределении остаточных напряжений после гидродробеструйной обработки образцов из стали 45 и сплава Д16Т были установлены в работе [12] при изменении диаметра D_1 образцов от 10 до 50 мм.

Остаточные напряжения в образцах с надрезами определяли расчетным путем — суммированием дополнительных остаточных напряжений, возникших из-за перераспределения остаточных усилий после опережающего поверхностного пластического деформирования, и остаточных напряжений гладких образцов. При этом дополнительные остаточные напряжения вычисляли как аналитическим [11], так и численным методами. Следует отметить хорошее совпадение результатов определения дополнительных остаточных напряжений двумя методами.

Распределения осевых остаточных напряжений σ_z по толщине a поверхностного слоя в наименьшем сечении образцов с надрезами радиусом R = 0,3 мм приведены на рис. 3, а значения остаточных напряжений $\sigma_z^{\text{пов}}$ на поверхности дна надрезов представлены в таблице.

Обращает на себя внимание значительная величина сжимающих остаточных напряжений, достигающих на дне надреза −1004 МПа (D_1 = 50 мм), что существенно выше не только предела текучести, но и предела прочности исследуемой стали 20. В работе [15] показано, что остаточные напряжения в упрочненном (наклепанном) слое могут превышать сопротивление разрыву S_k материала детали (образца) на 15 %.

В данном случае этот предел не превышен, так как S_k = 1416 МПа.

Результаты испытаний образцов на усталостную выносливость и определения остаточных напряжений

D_1, мм	Неупрочненные образцы σ_{-1}, МПа	Упрочненные образцы						
		Обработка	σ_{-1}, МПа	$\sigma_z^{\text{пов}}$, МПа	ψ_σ	$t_{\text{кр}}$, мм	$\bar{\sigma}_{\text{ост}}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
10	110,0	ПДО	155,0	−263	0,171	0,203	−126	0,357
		ОР1	230,0	−732	0,164	0,195	−337	0,356
		ОР2	267,5	−861	0,183	0,205	−454	0,347
25	120,0	ПДО	137,5	−343	0,087	0,540	−87	0,345
		ОР1	165,0	−787	0,073	0,510	−171	0,336
		ОР2	175,0	−908	0,074	0,520	−202	0,334
50	87,5	ОР1	117,5	−898	0,033	1,040	−94	0,322
		ОР2	130,0	−1004	0,042	1,110	−128	0,332

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла неупрочненных и упрочненных образцов диаметром $D_1 = 10$ мм в гладкой части проводили на машине МУИ-6000, диаметром $D_1 = 25$ мм — на машине УММ-01, диаметром $D_1 = 50$ мм — на машине УМП-02 [16]; база испытаний — $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Результаты определения предела выносливости σ_{-1} представлены в таблице. Упрочненные образцы, выдержавшие базовое число циклов нагружения при напряжениях, равных пределу выносливости, доводили до разрушения при бóльших напряжениях. На изломах этих образцов были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, глубина $t_{\text{кр}}$ которых соответствовала зависимости (4) и приведена в таблице.

Из представленных в таблице данных видно, что опережающее поверхностное пластическое деформирование образцов с надрезами пневмодробеструйной обработкой и обкаткой роликом приводит к существенному повышению предела выносливости. Наиболее эффективна для исследованных образцов обкатка роликом, причем с увеличением усилия обкатки с $P = 0{,}5$ кН при ОР1 до $P = 1{,}0$ кН при ОР2 предел выносливости возрастает. Наблюдаемое явление объясняется бóльшей глубиной залегания сжимающих остаточных напряжений в гладких упрочненных образцах при увеличении усилия обкатки (см. рис. 2), результатом чего явилось повышение остаточных напряжений в наименьшем сечении образцов с надрезами.

Расчетные исследования

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов по первому критерию $\sigma_z^{\text{пов}}$ — остаточным напряжениям на поверхности надреза — приводит к значительному рассеянию коэффициента ψ_σ. Этот коэффициент в проведенном исследовании изменялся в широких пределах: от 0,033 до 0,183 (см. таблицу), т. е. в 5,5 раза, что неприемлемо для прогнозирования предела выносливости поверхностно-упрочненных деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения по второму критерию $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$ — среднеинтегральным остаточным напряжениям — приводит к существенно ме́ньшему рассеянию соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$. В проведенном исследовании коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ изменялся от 0,332 до 0,357, составляя в среднем 0,341, что мало отличается от значения $\bar{\psi}_\sigma = 0{,}36$, установленного в работе [12] для упрочненных образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений.

Таким образом, проведенное исследование показало, что для прогнозирования предела выносливости поверхностно-упрочненных образцов с концентраторами напряжений из стали 20 наиболее оправдано использование в качестве критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$. Для определения приращения предела выносливости таких образцов при изгибе следует воспользоваться формулой (3). Критерий $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$ при этом вычисляется по зависимости (2) по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине $t_{\text{кр}}$ нераспространяющейся трещины усталости и определяемой формулой (4). Коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ влияния упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$ для упрочненных деталей и образцов с надрезами можно принять равным 0,36.

Заключение

1. Проведенное исследование показало, что для прогнозирования предела выносливости поверхностно-упрочненных цилиндрических образцов из стали 20 диаметром 10÷50 мм с надрезами наиболее оправдано использование в качестве критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$.

2. Для прогнозирования предела выносливости упрочненных образцов из стали 20 с надрезами использование в качестве критерия остаточных напряжений $\sigma_z^{\text{пов}}$ на поверхности концентратора не

представляется возможным, так как соответствующий коэффициент, учитывающий влияние этого критерия на предел выносливости, имеет существенное рассеяние.

3. Для исследованной стали 20 экспериментально подтверждена установленная ранее зависимость (4) критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости от размеров опасного поперечного сечения образца (детали).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов С. И., Павлов В. Ф.** Влияние остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. № 5. С. 25—27.

2. **Кравченко Б. А., Митряев К. Ф.** Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. 131 с.

3. **Серенсен С. В., Борисов С. П., Бородин Н. А.** К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно-упрочненных образцов с учетом кинетики остаточной напряженности // Проблемы прочности. 1969. № 2. С. 3—7.

4. **Туровский М. Л., Шифрин Н. М.** Концентрация напряжений в поверхностном слое цементированной стали // Вестник машиностроения. 1970. № 11. С. 37— 40.

5. **Иванов С. И., Павлов В. Ф.** Влияние остаточных напряжений на выносливость ненаклепанного материала // Вопросы прикладной механики в авиационной технике. Куйбышев: КуАИ, 1973. Вып. 66. С. 70—73.

6. **Школьник Л. М., Девяткин В. П.** Повышение прочности шестерен дробеструйным наклепом // Вестник машиностроения. 1950. № 12. С. 7—12.

7. **Туровский М. Л., Новик Р. А.** Упрочняющая обкатка роликами азотированных стальных деталей // Вестник машиностроения. 1970. № 1. С. 39—42.

8. **Кудрявцев П. И.** Нераспространяющиеся усталостные трещины. М.: Машиностроение, 1982. 171 с.

9. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

10. **Павлов В. Ф.** О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29—32.

11. **Иванов С. И., Шатунов М. П., Павлов В. Ф.** Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. Куйбышев: КуАИ, 1974. Вып. 1. С. 88—95.

12. **Павлов В. Ф., Кирпичев В. А., Вакулюк В. С.** Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно-упрочненных деталей по остаточным напряжениям. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. 125 с.

13. **Иванов С. И.** К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Остаточные напряжения. Куйбышев: КуАИ, 1971. Вып. 48. С. 179—183.

14. **Иванов С. И., Григорьева И. В.** К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. Куйбышев: КуАИ, 1971. Вып. 48. С. 179—183.

15. **Радченко В. П., Павлов В. Ф.** Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК "Прочность материалов и элементов конструкций". Киев: ИПП им. Г. С. Писаренко НАН Украины, 2011. С. 354—357.

16. **Филатов Э. Я., Павловский В. Э.** Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость. Киев: Наукова думка, 1985. 92 с.

УДК (685.5+62-5).001.57

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, Д. А. ШАТАГИН, П. В. КОЛЧИН, Р. Ш. МАНСУРОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева) e-mail: uru.40@mail.ru

Модульное проектирование станочного оборудования как киберфизических систем на основе искусственного интеллекта и облачных технологий для цифровых производств

Предложено модульное многоэтапное проектирование станочного оборудования как киберфизических систем с использованием искусственного интеллекта и облачных технологий.

Ключевые слова: станочная система, модульное проектирование, искусственный интеллект, облачная технология, киберфизическая система.

A modular multi-stage design of machine-tool equipment as cyber-physical systems using artificial intelligence and cloud technologies is proposed.

Keywords: machine tool system, modular design, artificial intelligence, cloud technology, cyber-physical system.

Оборудование механообрабатывающих производств, т. е. металлорежущие станки с ЧПУ, отличаются большим разнообразием технологического назначения и конструктивного исполнения. Станки с одинаковыми технологическими возможностями различаются, прежде всего, компоновками, которые синтезируют на ранней стадии проектирования. Эта стадия является самой ответственной, так как от правильности выбора компоновки во многом зависит успех проекта в целом. Ошибки, допущенные при компоновании, не исправляются на последующих стадиях проектирования и при изготовлении станка.

Эта проблема особенно актуальна для многоцелевых станков с ЧПУ, компоновки которых отличаются большим многообразием. Современные отечественные предприятия имеют достаточно обширный парк станков, так как зачастую за неимением подходящего оборудования приходится закупать новый соответствующий станок или искать подходящий станок за пределами предприятия.

В связи с этим и согласно принятой Правительством РФ программе Индустрия 4.0 для повышения эффективности решения подобных задач разработан способ модульного проектирования станочного оборудования как киберфизических систем на основе искусственного интеллекта и облачных технологий, которые можно использовать в рамках цифрового производства.

Анализ существующих исходных данных для конструирования станочных систем показал, что для проектирования металлорежущих станков требуются информация о реализуемом технологическом процессе изготовления заданной номенклатуры деталей и большие вычислительные ресурсы.

В современном компьютеризированном производстве, как правило, всю необходимую информацию о заданной номенклатуре изготовляемых деталей можно извлечь из базы данных САПР или из корпоративной PDM-системы (системы управления проектом). И в соответствии с этой информацией ставится задача синтезировать оптимальную компоновку станка, реализующего максимально широкий спектр технологических операций для изготовления данных деталей с приемлемым качеством и высокой производительностью.

Таким образом, *входными данными для проектирования станочной системы является совокупность признаков, характеризующих конкретные детали, для изготовления которых предназначен станок.*

Самый простой подход к созданию исходной совокупности признаков — использование заданных при проектировании конструктивных параметров деталей. Однако детали различных классов (тела вращения, объемные, трубчатые и др.) описываются различными наборами конструктивных параметров. Например, габаритные размеры детали типа "вал" задаются максимальным диаметром D и длиной Z, а габаритные размеры корпусной детали — тремя линейными размерами: X, Y, Z. Таким образом, для учета всех конфигураций деталей необходимо включать в набор исходных данных все возможные варианты конструктивных признаков. Но такой подход приведет при работе с конкретной деталью к неиспользованию большинства параметров при сохранении неоправданно большой размерности вектора исходных данных.

Более перспективным методом решения задачи является извлечение из исходных конструктивных описаний деталей необходимой для проектирования станочной системы технологической информации.

Подавляющее большинство современных машиностроительных производств давно отказались от плоских чертежей и эскизов и используют электронные трехмерные модели изготовляемых деталей. Каждую такую модель можно представить в виде совокупности поверхностей, расположенных в пространстве заданным образом.

В контексте поставленной задачи целесообразно группировать поверхности, из которых состоит исходная деталь, по технологическим методам обработки. Например, все поверхности вращения, ось симметрии которых совпадает с осью симметрии детали, следует отнести к поверхностям, получаемым точением, а все цилиндрические внутренние поверхности вращения — к поверхностям, получаемым сверлением, и т. д.

Таким образом, все поверхности можно разделить на 11 групп, перечисленных в таблице. Каждая группа поверхностей соответствует какому-либо одному методу обработки, и для анализа исходной номенклатуры крайне важно знать, какие именно технологические методы используются при изготовлении данных деталей и в какой пропорции соотносятся площади поверхностей, подлежащих обработке тем или иным методом. В зависимости от этого можно определить число необходимых направлений формообразующих движений (подач) для проектируемой станочной системы и оценить параметры приводов этих подач.

Помимо чисто технологической информации об изготовляемой детали необходимы ее некоторые физические параметры. Так, для оценки устойчивости процесса обработки следует учитывать податливости детали в направлении каждой из пространственных координат X, Y, Z. Также важна масса m детали. Все эти параметры довольно легко получить из исходных электронных моделей деталей. Практически все современные САПР-системы обладают элементами инженерного анализа и способны проводить упрощенный расчет физических параметров детали по ее трехмерной модели.

Для предварительной оценки режимов обработки необходимо также учитывать механические свойства материала детали; наиболее хорошо для этих целей подходит предел прочности $\sigma_в$.

Таким образом, вектор $\bar{I}$ признаков, характеризующий каждую деталь из определенной номенклатуры, состоит из 17 элементов:

$$\bar{I} = [S, D_1, D_2, ..., D_{11}, J_X, J_Y, J_Z, m, \sigma_в],$$

где S — суммарная площадь всех обрабатываемых поверхностей детали; D_1, D_2, ..., D_{11} — отношения суммарной площади поверхностей, обрабатываемых одним из 11 технологических методов (см. таб-

лицу), к общей площади S; J_X, J_Y, J_Z — податливости детали в направлении координат X, Y и Z соответственно.

Следует заметить, что в некоторых случаях полученный вектор $\bar{I}$ может иметь избыточную размерность. Например, для номенклатуры корпусных деталей, не содержащих наружных поверхностей вращения, элементы D_1 и D_2 вектора не будут использоваться и всегда будут равны нулю. Наоборот, для номенклатуры деталей типов "валы" и "втулки" неиспользуемыми будут элементы D_8, D_9, D_{10}, D_{11}, соответствующие операциям фрезерования.

Поэтому на этапе анализа исходной информации для синтеза станочной системы целесообразно применять методы понижения размерности. Различают два вида понижения размерности с использованием противоположных способов сжатия информации:

выделение наборов независимых признаков (анализ главных компонентов данных);

уменьшение разнообразия данных путем выделения конечного набора прототипов и отнесения данных к одному из них (кластеризация данных).

В данном случае рекомендуется применить комбинацию обоих указанных подходов, реализованную с помощью нейронной сети встречного распространения [1, 2].

Классическая сеть встречного распространения (ВР) состоит из двух слоев нейронов — самоорганизующейся карты Кохонена и выходного слоя (как правило, звезды Гроссберга). В режиме функционирования (распознавания) нейроны слоя Кохонена работают по принципу "победитель забирает все", определяя группу (кластер), которой принадлежит входной образ. Затем второй слой по сигналу нейрона — победителя в слое Кохонена, воспроизводит на выходах сети соответствующий выходной вектор [1—3].

Обучение сети ВР состоит из двух шагов. На первом шаге весовые векторы слоя Кохонена настраиваются таким образом, чтобы распределить входные образы по классам, каждый из которых соответствует одному нейрону-победителю. Обучение проводится без учителя. Точность кластеризации в этом случае будет гарантирована только тогда, когда обучающая выборка является представительной [1—3].

На втором шаге осуществляется обучение с учителем. Проводится подстройка весовых коэффициентов выходного слоя на примерах с заданным выходом. При этом настраиваются только веса, соответствующие связям с теми элементами слоя Кохонена, которые являются победителями в текущем такте обучения. Темпы обучения нейронов слоя Кохонена и выходного слоя должны быть согласованы; кроме того, в слое Кохонена подстраиваются веса всех нейронов в окрестности победителя, которая постепенно сужается до одного нейрона.

Классификация поверхностей в зависимости от вида обработки

Группа	Поверхности	Метод обработки
1	Наружные поверхности вращения; боковые поверхности вращения (торцы); наружные резьбовые поверхности с крупным шагом	Точение
2	Наружные цилиндрические поверхности вращения с повышенными требованиями к качеству обработанной поверхности	Круглое шлифование (после предварительного обтачивания)
3	Наружные резьбовые поверхности со средним и мелким шагом	Нарезание наружной резьбы
4	Внутренние нецилиндрические поверхности вращения; цилиндрические поверхности вращения большого диаметра	Растачивание
5	Внутренние цилиндрические поверхности вращения среднего и малого диаметров	Сверление
6	Внутренние цилиндрические поверхности вращения среднего и малого диаметров с повышенными требованиями к качеству обработанной поверхности	Хонингование
7	Внутренние резьбовые поверхности со средним и мелким шагом	Нарезание внутренней резьбы
8	Плоские поверхности	2,5-координатное фрезерование
9	Плоские поверхности с повышенными требованиями к качеству обработанной поверхности	Плоское шлифование (после предварительного 2,5-координатного фрезерования)
10	Объемные поверхности; внутренние нецилиндрические поверхности вращения, оси которых параллельны оси Z вращения шпинделя	3-координатное фрезерование
11	Объемные поверхности с повышенными требованиями к качеству обработанной поверхности; внутренние резьбовые поверхности с крупным шагом; внутренние нецилиндрические поверхности вращения, оси которых не параллельны оси Z	5-координатное фрезерование

При функционировании сети в режиме распознавания нейроны выходного слоя по сигналу нейрона — победителя в слое Кохонена, воспроизводят на выходах сети образ в соответствии со значениями его весовых коэффициентов.

Обученная нейронная сеть ВР может функционировать также в режиме интерполяции, при котором в слое Кохонена оставляется не один, а несколько победителей. В контексте задачи анализа исходной информации для синтеза станочной системы именно интерполирующие свойства сети ВР вызывают наибольший интерес. Поэтому процесс обучения и функционирования сети осуществим в виде следующего алгоритма.

Шаг 1. На вход слоя Кохонена многократно последовательно предъявляются характеристики $\overline{I}$ всех деталей исходной номенклатуры. Самообучаясь, слой Кохонена формирует карту кластеров, разделяя детали по степени схожести на классы. Причем число кластеров соответствует числу классов разбиения.

Шаг 2. Для каждой исходной детали проводится обучение нейронов выходного слоя таким образом, чтобы выход сети ВР соответствовал определенному набору параметров, характеризующих компоновку станка, необходимую для изготовления этой детали.

Шаг 3. Принудительно активизируем те нейроны слоя Кохонена, которые являются центроидами кластеров самоорганизующей карты, и тем самым имитируем подачу на вход сети ВР некой виртуальной (условной) детали, суммирующей конструкторско-технологические признаки всех деталей исходной номенклатуры. Тогда на выходе сети ВР получим набор параметров, определяющий компоновку станка, необходимого для изготовления всех исходных деталей.

Как видно из приведенного выше алгоритма, основная вычислительная нагрузка при формировании компоновки станка ложится на выходной слой сети ВР. Поэтому для усиления интерполирующих свойств сети следует несколько укрепить этот слой, например, используя вместо звезды Гроссберга многослойный персептрон с обучением по методу обратного распространения ошибки [4].

На выходе сети ВР получим вектор

$$\overline{Q} = [W_X, W_Y, W_Z, W_A, W_B, W_C, W_D, W_E, \upsilon, s, t, r_0, \varphi_1, J],$$

включающий следующие элементы: рекомендуемые значения W_X, W_Y, W_Z, ..., W_E мощности приводов подач по координатам X, Y, Z, ..., E соответственно; рекомендуемые параметры режима резания — скорость υ, подачу s и глубину t на лимитирующей (характеризующейся наибольшей производительностью) операции; рекомендуемые характеристики инструмента — радиус r_0 вершины, вспомогательный угол φ_1 в плане для осуществления лимитирующей операции и податливость J детали на лимитирующей операции.

Экспериментально было установлено, что на качество обучения сети ВР существенно влияет ее размерность — число слоев и нейронов в слоях сети. Наилучшие результаты были получены для трехслойной сети (рис. 1), у которой первый слой является самообучающейся картой Кохонена, а второй и третий слои состоят из нейронов с сигмоидной активационной функцией и образуют двухслойный персептрон. Оптимальным для выбора числа нейронов в слое Кохонена является соотношение $n_1 \approx 0{,}15N$, где N — число деталей в исследуемой номенклатуре. Число нейронов выходного слоя равно размерности выходного вектора сети: $n_3 = 14$. А число нейронов второго слоя вычисляется по приближенной формуле $n_2 \approx n_3 \sqrt[5]{n_1}$.

Также предварительные расчеты показали, что для более качественного синтеза компоновки станочной системы необходимо учитывать такие параметры, как сила $P_{\text{рез}}$ резания, динамический параметр r и параметр Ra шероховатости на лимитирующей операции. Для упрощения сети ВР и уменьшения времени обучения целесообразно формировать данные параметры с помощью отдельных нейронных сетей.

Так, *нейронная сеть силы резания* формирует на выходе прогнозируемое значение силы $P_{\text{рез}}$ резания на лимитирующей операции. Сеть реализована по схеме двухслойной нейронной сети обратного распространения ошибки (рис. 2). Нейронные сети такой архитектуры достаточно успешно справля-

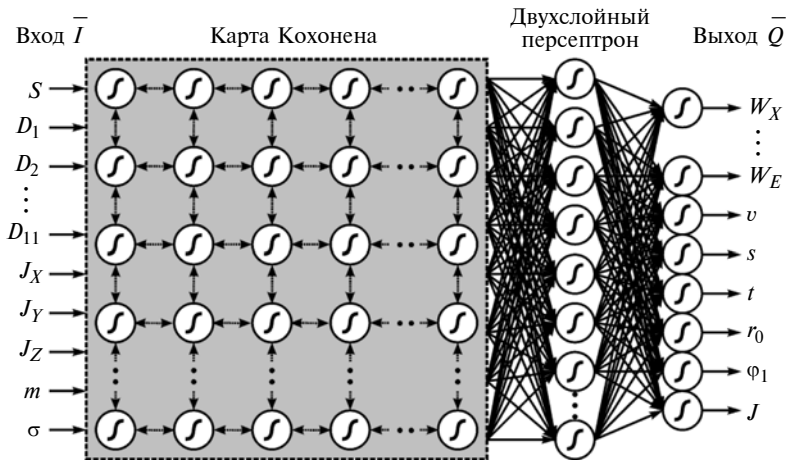


Рис. 1. Нейронная сеть обобщения характеристик исходного множества деталей

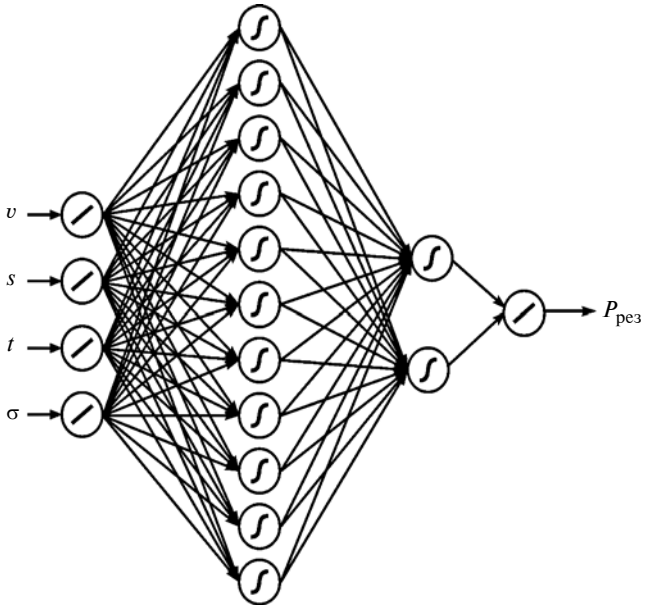


Рис. 2. Нейронная сеть силы резания

ются с задачей аппроксимации выходных параметров процесса резания [4].

Входной слой служит для приведения входных аргументов сети к единому масштабу и состоит из нейронов с линейной активационной функцией. Приведение к единому масштабу обеспечивается нормированием каждой переменной в диапазоне разброса ее значений. Например, для скорости v резания используем линейное преобразование в единичный отрезок $\tilde{v} \in [0, 1]$:

$$\tilde{v} = \frac{v - v_{\min}}{v_{\max} - v_{\min}},$$

где $v_{\min}$ и $v_{\max}$ — соответственно минимальное и максимальное значение аргумента v для всех содержащихся в обучающей выборке векторов $[v, t, s, \sigma]$.

Аналогичные линейные преобразования используем и для других входных аргументов сети.

Выходной слой служит для обратного линейного преобразования — масштабирования нормированной величины $P_{рез} \in [0, 1]$ к общепринятому значению силы $P_{рез}$, заданному в килограммах.

Кроме входного и выходного слоев у сети присутствует два скрытых слоя с числами нейронов 11 и 2 соответственно. Нейроны скрытых слоев имеют сигмоидную логистическую активационную функцию.

Размер и структура сети были определены экспериментально, путем постепенного наращивания чисел нейронов в скрытых слоях.

Нейронная сеть динамической устойчивости также использует архитектуру двухслойного персептрона (рис. 3). Выходом этой сети является прогнозируемое значение динамического параметра r (фазовая характеристика) на лимитирующей операции.

Нейронная сеть шероховатости позволяет оценить прогнозируемое значение параметра Ra шероховатости на лимитирующей операции. Архитектура сети приведена на рис. 4.

После того как с помощью нейронных сетей определены основные показатели компоновки проектируемой станочной системы, возникает задача выбора оптимального варианта ее конструктивной реализации.

Как показывает опыт эксплуатации станков, одним из основных показателей качества компонов-

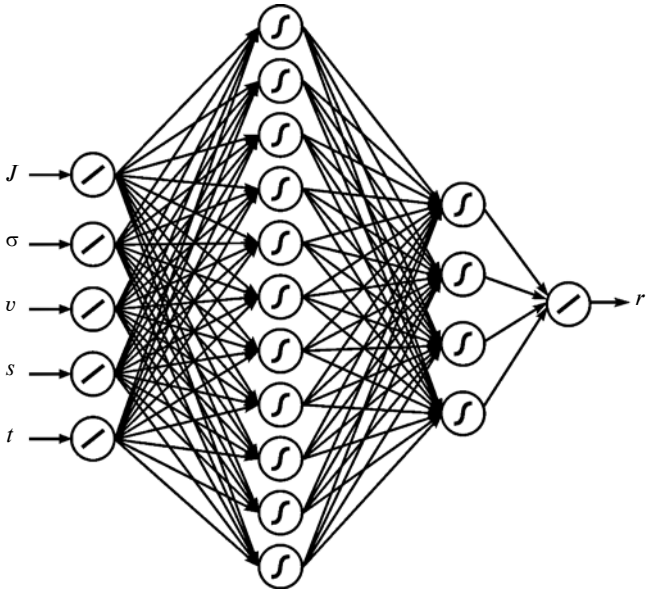


Рис. 3. Нейронная сеть динамической устойчивости

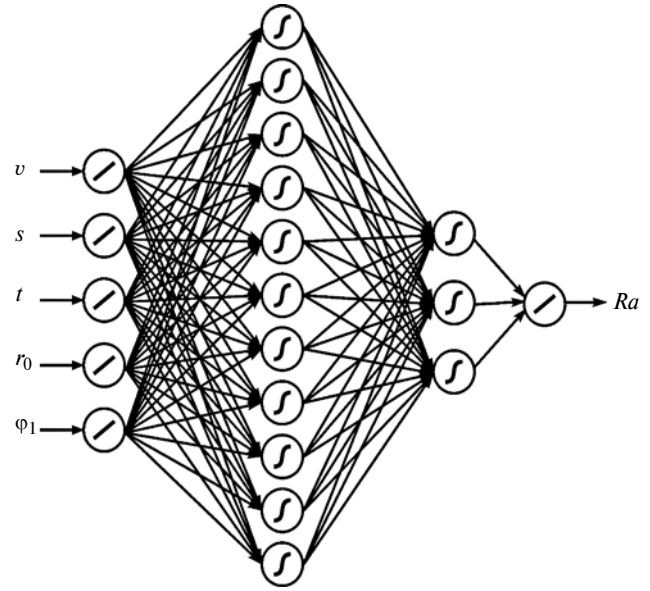


Рис. 4. Нейронная сеть шероховатости

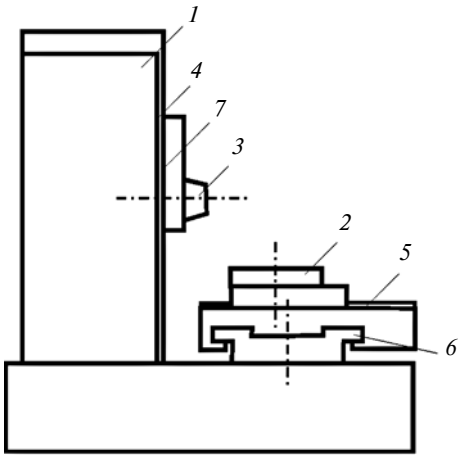


Рис. 5. Компоновка станка:

1 — стойка; *2* — стол; *3* — шпиндель; *4*, *5*, *6*, *7* — направляющие соответственно стойки, стола, саней стола, шпиндельной бабки

ки, от которых зависят точность и производительность обработки деталей, является ее способность сохранять стабильную динамику в условиях хаотических силовых возмущений. При этом общие свойства компоновки зависят от совокупности статических и динамических параметров отдельных ее элементов (шпиндель, направляющие, станина, колонна и т. д.). Поэтому при поиске оптимальной компоновки станка необходимо рассчитывать показатели для большого числа возможных вариантов конструкторской реализации составных элементов компоновки.

Например, для компоновки станка (рис. 5) существуют следующие модификации ее составных элементов:

стойка *1* может быть выполнена в трех вариантах: одноколонная, П-образная с замкнутым контуром или П-образная с разомкнутым контуром ($C_1 = 3$);

стол *2* может быть крестовым "прямым", крестовым "обратным" или поворотным ($C_2 = 3$);

шпиндель *3* может быть использован электрический или пневматический ($C_3 = 2$);

направляющие стойки (*4*), стола (*5*), саней стола (*6*) и шпиндельной бабки (*7*) тоже могут быть выбраны из широкого спектра модификаций: направляющие скольжения, качения или комбинированные ($C_4 = C_5 = C_6 = C_7 = 3$).

Подсчитаем общее число вариантов компоновки:

$$C = C_1C_2C_3C_4C_5C_6C_7 = 1458.$$

Таким образом, на данном примере видно, что даже для такой несложной компоновки общее число возможных конструкторских решений приближается к 1500. А если также учитывать различные модификации элементов компоновки (укороченные направляющие, удлиненный стол, шпиндель повышенной мощности и т. д.), то число вариантов увеличится еще на несколько порядков. Естественно, выбор оптимальной компоновки из такого большого числа вариантов без применения автоматизированных методов приводит к значительным трудностям.

В основу автоматизированного синтеза компоновок металлорежущих станков может быть положен метод комбинаторной оптимизации, реализованный с помощью нейронной сети Хопфилда [4, 5].

Сеть Хопфилда (рис. 6) — это нейронная сеть, состоящая из одного слоя нейронов, каждый из которых связан синапсами со всеми остальными нейронами, а также имеет один вход и один выход. Все нейроны используют жесткую пороговую функцию активации и могут давать на выходе два значения: −1 (заторможен) и +1 (возбужден). В модели используется принцип хранения информации как динамически устойчивых аттракторов. В процессе настройки сети уменьшается энергетическая функция, достигая локального минимума (аттрактора), в котором она сохраняет постоянное значение.

Класс целевых функций, которые могут быть минимизированы нейронной сетью достаточно широк: в него попадают все билинейные и квадратичные формы с симметричными матрицами. С другой стороны, весьма широкий круг математических задач может быть сформулирован на языке задач оптимизации. К ним относятся такие традиционные задачи, как дифференциальные уравнения в вариационной постановке; задачи линейной алгебры и системы нелинейных алгебраических уравнений, решение которых ищется в форме минимизации невязки, и др.

Для решения задачи выбора оптимальной компоновки станочной системы с помощью нейронной сети Хопфилда нужно закодировать набор составных элементов компоновки активностью ней-

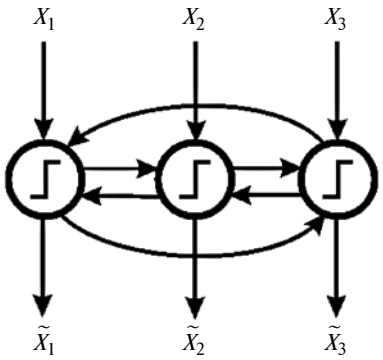


Рис. 6. Стандартная сеть Хопфилда

ронов и так подобрать связи между нейронами, чтобы энергия сети оказалась связанной с показателями качества полученного станка.

Информацию для сети Хопфилда кодируем в виде бинарного множества. Для этого сформируем множество из N всех возможных составных элементов компоновок станка (а также различных модификаций этих элементов) и построим сеть Хопфилда, состоящую из N нейронов. Для каждой модификации определенного элемента компоновки выделим в сети Хопфилда свой нейрон с бинарным выходом.

Например, пусть один из нейронов сети соответствует признаку наличия в станочной системе привода движения по координате X. Тогда, если в процессе оптимизации нейронная сеть Хопфилда установит выход этого нейрона в состояние +1, то привод по координате X присутствует в оптимальной компоновке. Если же выход нейрона после завершения оптимизации будет равен −1, то для изготовления заданной номенклатуры деталей подача по оси X не требуется и в оптимальной компоновке станка привод подачи по этой оси отсутствует. Аналогично кодируется информация для приводов всех осей координат, принятых для станков с ЧПУ (ГОСТ 23597—79).

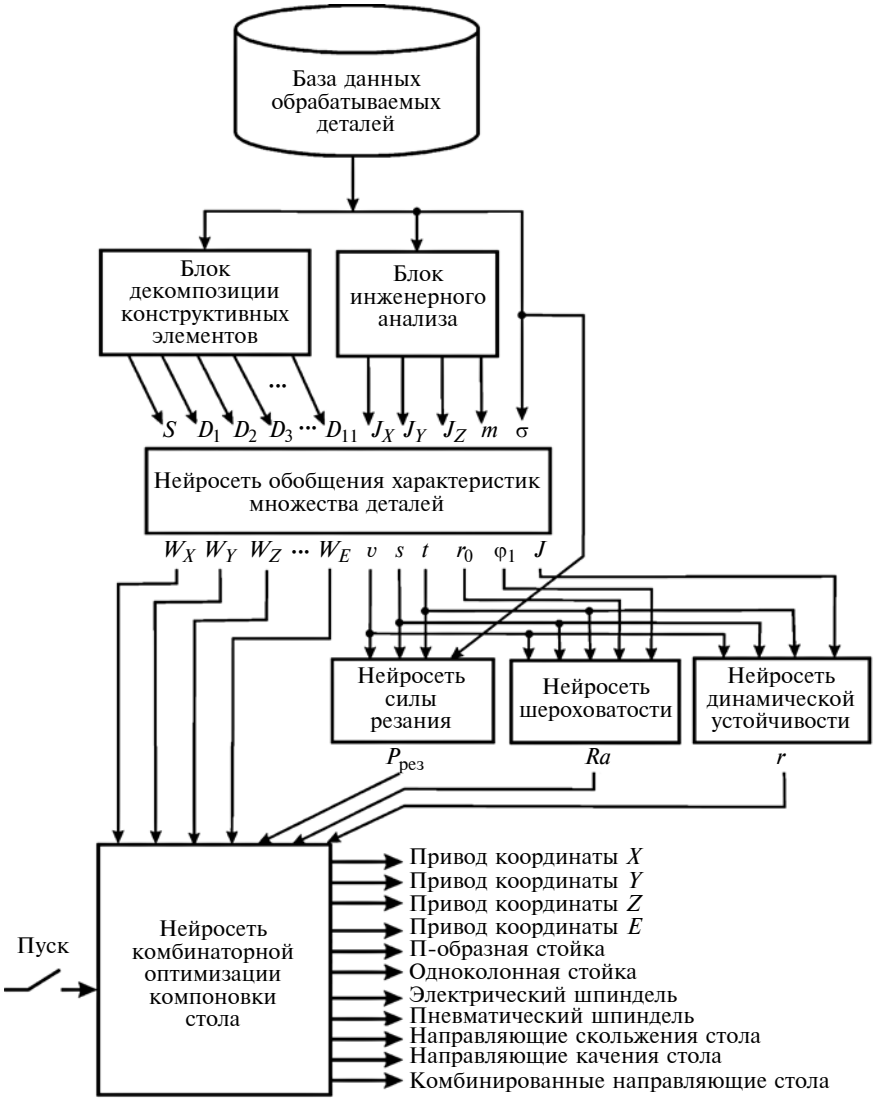


Рис. 7. Схема процесса интеллектуального проектирования станочных систем с помощью нейронных сетей

Далее, пусть группа из C_1 нейронов соответствует C_1 вариантам исполнения стойки (одноколонная, П-образная и т. д.) и пусть задано ограничение функционирования сети так, чтобы в каждый момент времени один и только один из нейронов этой группы был активен (находился в состоянии +1). Тогда в процессе оптимизации сеть Хопфилда выберет наилучший вариант исполнения стойки станка и выставит на выходе соответствующего нейрона значение +1.

Таким образом, если обозначить через K число элементов, составляющих компоновку, через C_i ($i = 1, 2, ..., K$) — число вариантов конструктивного исполнения i-го элемента компоновки, а через A_{ij}, Q_{ij}, P_{ij} и S_{ij} — соответственно приведенные показатели влияния данного конструктивного исполнения элемента на динамическую устойчивость L станка, то решение задачи синтеза оптимальной компоновки сведется к минимизации целевой функции

$$L = \sum_{i}^{K} \sum_{j}^{C_i} A_{ij}^{-\alpha} \, Q_{ij}^{-\beta} \, P_{ij}^{-\chi} \, S_{ij}^{-\delta},$$

при дополнительном условии: из всех C_i вариантов конструктивного исполнения элемента в компоновке присутствует лишь один вариант (в каждой группе нейронов, соответствующей определенному элементу компоновки, только один нейрон может быть активированным).

Теперь можно заменить обучение сети прямым заданием весов и порогов, и динамика полученной нейронной сети будет приводить к поиску оптимальной компоновки станка. Стартуя со случайного начального состояния, нейронная сеть будет стремиться к стационарной конфигурации, кото-

рая будет соответствовать если не оптимальному, то, по крайней мере, хорошему решению задачи.

Объединив три нейросетевые архитектуры — модифицированную сеть встречного распространения, многослойные персептроны и сеть Хопфилда, как показано на рис. 7, можно успешно решить задачу интеллектуального проектирования станочных систем. Учитывая значительный объем расчетов на ЭВМ при использовании нейронных сетей, следует использовать технологии высокопроизводительных вычислений NVIDIA CUDA [5].

В результате получаем совершенно разные типы оборудования. Пример выделения станочных блоков дан в статье [6]. Примером реализации шпиндельного блока станка может быть разработка на основе параллельной кинематики от немецкой компании Metrom [7] или ее аналоги, если данные системы дооснастить элементами крепления и приема передачи информации.

Основной задачей нового подхода к проектированию станочного оборудования является создание единой базы данных (БД) станочных систем в рамках предприятия или целого производственного объединения. Доступ к БД не ограничивается пределами одной страны, а может осуществляться из любой точки мира посредством глобальной сети Интернет. Данная возможность особенно актуальна для крупных компаний, производственные мощности которых могут располагаться в различных частях планеты.

Серьезным требованием к подобной БД является возможность ее масштабирования и адаптации к растущей размерности вектора данных. Это обусловливается добавлением нового оборудования, модернизацией существующего и созданием принципиально новых компоновок, не отраженных в существующей БД.

Заполнение БД параметрами станков осуществляется в соответствии с определенными правилами и правами доступа, представленными в рамках политики предприятия. Дополнительным преимуществом использования "облачных технологий" является отсутствие специализированных вычислительных систем и программного обеспечения непосредственно на каждом предприятии, что освобождает от необходимости подбора персонала и дорогостоящего сервисного обслуживания. Все вычисления и хранение информации осуществляются на распределенных удаленных серверах, что значительно повышает надежность хранения данных.

При выборе оптимальной станочной системы важно учитывать не только компоновку, которая, прежде всего, характеризует формообразующие движения, необходимые для получения заданных поверхностей, но и фактическое состояние оборудования (в частности, оценивать его динамические характеристики). Для этого важно получать дополнительную информацию о динамическом качестве станка, используя систему распределенных сенсоров, объединенных в одну сеть и способных передавать данные в единую БД. Главным требованием к подобной системе сенсоров является ее инвариантность (сетевое взаимодействие) к оборудованию и системе ЧПУ.

Оснащение оборудования системой сенсоров и объединение их в единую сеть позволяют создавать принципиально новый тип производственных единиц — киберфизические системы.

Размещение сенсоров возможно на разных конструктивных элементах станка. Как правило, это подвижные детали приводов, станина, фрезерные столы и т. д. Основными используемыми сенсорами являются: акселерометры для измерения уровня вибраций, датчики температуры и датчики сил. В большинстве случаев нет необходимости передавать все данные в явном виде с датчиков в единую БД станков. Учитывая характеристики большинства вибродатчиков, полученные временны́е ряды могут иметь слишком большую размерность, что может привести к быстрому заполнению БД.

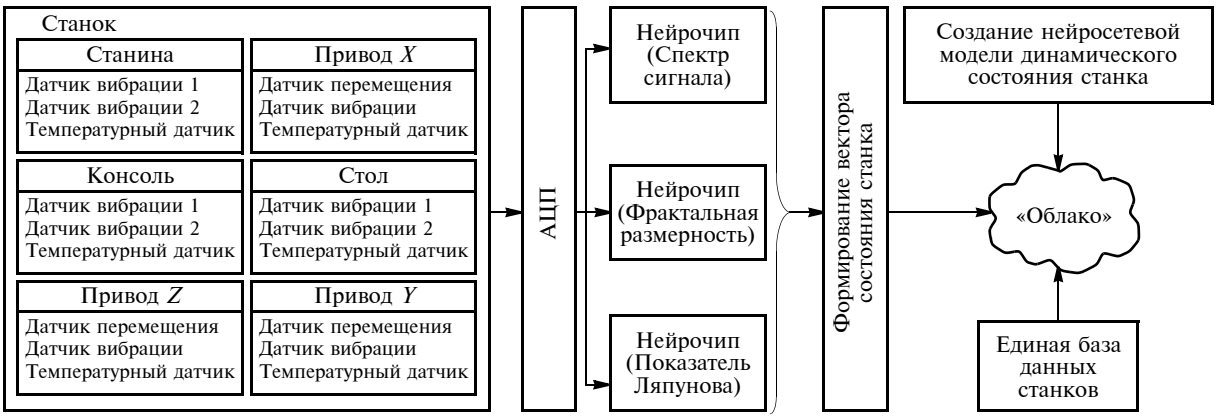


Рис. 8. Формирование вектора состояния станка и заполнение БД

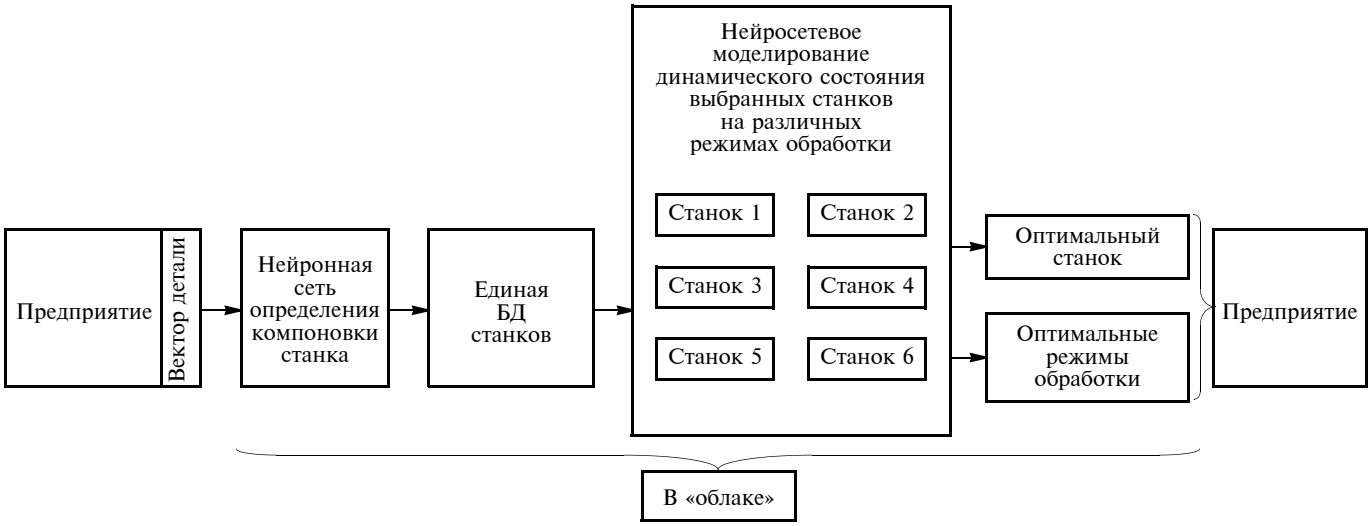


Рис. 9. Выбор оптимальной компоновки станка на основе облачных технологий и искусственного интеллекта

Для понижения размерности данных с датчиков используются специальные нейропроцессоры, например CM1K. Встроенная на аппаратном уровне в данный чип искусственная нейронная сеть предварительно уже обучена для определения основных частотных характеристик сигналов, а также для определения дополнительных критериев нелинейной динамики, таких как фрактальная размерность аттрактора, информационная энтропия и показатели Ляпунова для оценки степени хаотичности динамики системы резания. В итоге в единую БД передается только необходимая информация, наиболее полно характеризующая динамическое качество станка.

После накопления определенного количества информации о динамическом состоянии системы резания происходит обучение нейронной сети регрессионного анализа, которая связывает значения вектора технологических параметров с соответствующим вектором динамического состояния, формируя тем самым нейросетевую модель динамического состояния станка (рис. 8).

Процедура выбора станочной системы с использованием облачных технологий осуществляется в несколько этапов [6]. На первом этапе формируется вектор детали (рассмотрено выше). Сформированный вектор детали передается в "облако", где происходит расчет оптимальной компоновки станка с использованием искусственной нейронной сети (см. рис. 7).

После получения информации о рекомендуемой компоновке, происходит поиск идентичных станков в единой БД, после чего формируется реестр теоретически подходящих станочных систем. На следующем этапе оптимизируется выбор станка на основе данных о его динамических характеристиках (см. рис. 8). Для этого осуществляется нейросетевое моделирование динамического состояния выбранных станков при различных режимах обработки, анализируются полученные данные о предполагаемых динамических показателях, на основе чего определяются наиболее подходящая компоновка станка и соответствующие режимы обработки. Полученная информация передается обратно на предприятие для принятия окончательного решения (рис. 9).

Таким образом, *использование искусственного интеллекта и облачных технологий при модульном проектировании станочного оборудования позволяет компоновать их как киберфизические системы, предназначенные для цифровых производств.*

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Терехов С. А.** Лекции по теории и приложениям искусственных нейронных сетей. Снежинск: 1998. URL: http://alife.narod.ru/lectures/neural/Neu_index.htm

2. **Комарцова Л. Г., Максимов А. В.** Нейрокомпьютеры: Учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 320 с.

3. **Итоги** науки и техники: физические и математические модели нейронных сетей. Т. 1. М.: ВИНИТИ, 1990. 416 с.

4. **Кабалдин Ю. Г., Биленко С. В., Серый С. В.** Управление динамическими процессами в технологических системах механообработки на основе искусственного интеллекта. Комсомольск н/А: Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т, 2009. 201 с.

5. **Разработка** динамического паспорта станка на основе нейросетевого моделирования его рабочего пространства с использованием технологии NVIDIA CUDA и подходов глубокого обучения / Ю. Г. Кабалдин, Д. А. Шатагин, И. Л. Лаптев, Д. А. Сидоренков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 49—56.

6. **Организация** и управление механообрабатывающим цифровым производством / Ю. Г. Кабалдин, П. В. Колчин, Д. А. Шатагин, Р. Ш. Мансуров // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 19—27.

7. **Официальный** сайт компании Metrom. https://www.metrommobil.com/

УДК 621.512

В. Е. ЩЕРБА, В. В. ШАЛАЙ, доктора технических наук, А. Ю. КОНДЮРИН, канд. техн. наук, К. С. КРЮКОВ, И. П. ЗАЛОЗНОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ), e-mail: Scherba_v_e@list.ru

Теоретическое исследование процесса сжатия, основанного на массообменном и тепловом взаимодействиях, в насосе объемного действия

Исследован процесс сжатия жидкости вследствие повышения температуры путем применения смесительного теплообмена и повышения давления из-за массообменного взаимодействия и смесительного теплообмена. Проанализированы результаты численного эксперимента. Определены массы жидкости, обеспечивающие сжатие только при смесительном теплообмене или комбинации смесительного теплообмена и массообменного взаимодействия. Показано, что данные сжатия жидкости эффективны в поршневой гибридной энергетической машине, обеспечивающей одновременное сжатие газа и жидкости.

Ключевые слова: насос объемного действия, процесс сжатия, массообменное и тепловое взаимодействия.

The fluid compression process due to an increase in temperature was studied by applying a mixing heat exchange and an increase in pressure due to mass exchange interaction and mixing heat exchange. The results of the numerical experiment are analyzed. The fluid masses, that provide compression only during the mixing heat exchange or a combination of mixing heat exchange and mass exchange interaction, are determined. It is shown, that fluid compression data is effective in a reciprocating hybrid energy machine, that provides simultaneous compression of gas and fluid.

Keywords: displacement pump, compression process, mass transfer and thermal interaction.

В настоящее время при проведении процесса сжатия в насосе объемного действия используются все три основных вида взаимодействия: деформационное, массообменное и тепловое. При деформационном взаимодействии увеличивается давление в жидкости из-за изменения ее объема. Такой способ сжатия в первую очередь характерен для поршневых насосов с самодействующими клапанами. Массообменное взаимодействие приводит к повышению давления вследствие нагнетания жидкости в рабочую камеру из линии нагнетания насоса. Такой способ увеличения давления характерен прежде всего для шестеренного и пластинчатого насосов, а также в определенной степени для аксиально-поршневых и радиально-поршневых насосов, имеющих золотниковое распределение [1].

Насосы объемного действия, в которых процесс сжатия осуществляется только подводом теплоты к жидкости, не имеют практического применения, так как процесс нагревания жидкости примерно на 10÷20 К требует значительного времени и быстродействие насоса становится пренебрежимо малым.

К недостаткам насоса при деформационном взаимодействии следует отнести потерю производительности из-за сжимаемости жидкости, наличие скачков давления в процессе нагнетания, обусловленных динамикой запорного органа самодействующего клапана, и наличие самих самодействующих клапанов.

К недостаткам насосов, в которых сжатие жидкости осуществляется ее обратным натеканием из линии нагнетания, можно отнести:

потерю производительности вследствие сжимаемости жидкости;

дополнительные потери энергии на трение при течении жидкости в обратном направлении;

появление дополнительных колебаний давления в линии нагнетания, обусловленных обратным течением жидкости из линии нагнетания.

Анализ преимуществ и недостатков различных способов сжатия жидкости в насосе объемного действия позволил установить, что для эффективного проведения процесса необходимо в рабочую камеру насоса вводить от внешнего источника рабочую жидкость с температурой более высокой, чем имеет жидкость в рабочей полости. В этом случае реализуются массообменное и тепловое взаимодействия. Вследствие смешения рабочих жидкостей температура жидкости повышается, что приводит к повышению давления. Процессы смешения жидкостей с разной температурой проходят существенно быстрее, чем подвод теплоты через границы рабочей камеры. С увеличением температуры вводимой жидкости для повышения давления до давления нагнетания ее количество будет уменьшаться. Таким образом, для повышения эффективности процесса сжатия, а также экономичности и производительности насоса объемного действия необходимо в рабочую полость насоса вводить нагретую жидкость от внешнего источника.

Для этой цели идеально подходит поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия [2]. В рабочую полость компрессорной секции через поршневое уплотнение подается жидкость. Она участвует в охлаждении компримируемого газа и стенок рабочей полости и, естественно, при этом нагревается. В конце процесса нагнетания в компрессорной секции, когда охлаждающая жидкость максимально нагревается и в насосной секции заканчивается процесс всасывания, горя-

чая жидкость из компрессорной секции вводится в насосную, повышая в ней давление до давления нагнетания. Это приводит к тому, что в насосной секции при движении поршня из мертвой точки сразу начинается процесс нагнетания.

Теоретическое обоснование метода

При проведении теоретических исследований примем следующие основные допущения:

исследуемый процесс сжатия — обратимый и равновесный;

внешний теплообмен пренебрежимо мал;

объем рабочей полости насоса постоянен.

Давление жидкости в общем случае является функцией ее удельного объема v и температуры T [3]:

$$p = f(v,\ T).$$

Полный дифференциал давления p определится как

$$\mathrm{d}p = \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T \mathrm{d}v + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \mathrm{d}T.$$

Выполняя преобразования в соответствии с работой [4], получаем:

$$\mathrm{d}p = -\frac{1}{\beta_p}\frac{\mathrm{d}v}{v} + \frac{\beta_T}{\beta_p}\mathrm{d}T, \qquad (1)$$

где $\beta_p = 1/E$ — коэффициент объемного сжатия (E — модуль упругости жидкости); $\beta_T = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ — коэффициент температурного расширения.

Интегрируя уравнение (1), получаем:

$$\int\limits_{p_{\text{вс}}}^{p} \mathrm{d}p = -\frac{1}{\beta_p}\int\limits_{v_{\text{вс}}}^{v}\frac{\mathrm{d}v}{v} + \int\limits_{T_{\text{вс}}}^{T}\frac{\beta_T}{\beta_p}\mathrm{d}T.$$

Учитывая, что удельный объем жидкости определяется как $v = V/M$, где V и M — ее объем и масса, а коэффициент β_T принимаем постоянным, получаем:

$$p = p_{\text{вс}} + E\left(\ln\frac{V_{\text{вс}}}{V} + \ln\frac{M}{M_{\text{вс}}}\right) + \frac{\beta_T}{\beta_p}(T - T_{\text{вс}}). \qquad (2)$$

Здесь $p_{\text{вс}}$, $V_{\text{вс}}$, $M_{\text{вс}}$, $T_{\text{вс}}$ — давление, объем, масса, температура жидкости в начале процесса сжатия.

В выражении (2) первые два члена определяют деформационное и массообменное взаимодействия, а третий член — тепловое взаимодействие. Необходимо отметить, что модуль упругости воды $E = 2 \cdot 10^9$ Па, а отношение $\beta_T/\beta_p = 1{,}43 \cdot 10^6$ Па/К при температуре воды 70 °С [3]. Это позволяет сделать вывод, что массообменное и деформационное взаимодействия оказывают более существенное влияние, чем тепловое.

Увеличение температуры жидкости в общем случае происходит вследствие внешнего подвода теплоты, частичного преобразования работы сжатия в теплоту и смесительного теплообмена.

Так как повышение температуры T вследствие внешнего теплообмена весьма мало, рассмотрим повышение температуры из-за смесительного теплообмена и преобразования работы сжатия в теплоту.

Смесительный теплообмен

При введении в рабочую полость насоса порции жидкости с высокой температурой без увеличения ее давления путем деформационного и массообменного взаимодействий в качестве базового уравнения можно использовать уравнение смешения, которое в общем случае имеет вид:

$$Q_1 = Q_2, \qquad (3)$$

где $Q_1 = M_1C_1(T - T_1)$ — количество теплоты, подведенное к массе M_1 жидкости с удельной теплоемкостью C_1 и температурой T_1; $Q_2 = M_2C_2(T_2 - T)$ — количество теплоты, отведенной от массы M_2 жидкости с удельной теплоемкостью C_2 и температурой T_2.

Температура смешения из уравнения (3) определится как

$$T = (M_2C_2T_2 + M_1C_1T_1)/(M_2C_2 + M_1C_1). \qquad (4)$$

При исследовании смесительного теплообмена для жидкости с массой M, температурой T и удельной теплоемкостью C_{p1} добавляется элементарная масса $\mathrm{d}M$ с удельной теплоемкостью C_{p2} и температурой $T_{\text{п}}$. В этом случае применение уравнения (4) затруднено. Используя общий принцип смешения жидкости с разной температурой, описываемый уравнением (4), получаем выражение

$$MC_{p1}\mathrm{d}T = C_{p2}(T_{\text{п}} - T)\mathrm{d}M, \qquad (5)$$

где M и C_{p1} — масса и удельная изобарная теплоемкость жидкости в рабочей полости насоса; $\mathrm{d}T$ — элементарное изменение температуры жидкости в рабочей полости; C_{p2} — удельная изобарная теплоемкость присоединяемой жидкости; $T_{\text{п}}$ — температура присоединяемой жидкости; $\mathrm{d}M$ — элементарная масса присоединяемой жидкости.

Разделяя переменные в дифференциальном уравнении (5), получаем:

$$\frac{\mathrm{d}T}{(T_{\text{п}} - T)} = \frac{C_{p2}}{C_{p1}}\frac{\mathrm{d}M}{M}. \qquad (6)$$

Интегрируя уравнение (6), с учетом того, что в начале процесса $T = T_{\text{вс}}$, $M = M_{\text{вс}}$ и $C_{p2} = C_{p1}$, получаем

$$T = T_{\text{п}} - \frac{M_{\text{вс}}}{M}(T_{\text{п}} - T_{\text{вс}}). \qquad (7)$$

Подставляя уравнение (7) в уравнение (2) и учитывая, что сжатие жидкости из-за изменения ее массы и объема отсутствует, получаем

$$p = p_{\text{вс}} + \frac{\beta_T}{\beta_p}\left[(T_{\text{п}} - T_{\text{вс}}) - \frac{M_{\text{вс}}}{M}(T_{\text{п}} - T_{\text{вс}})\right] = p_{\text{вс}} + \frac{\beta_T}{\beta_p}(T - T_{\text{вс}})\left(1 - \frac{M_{\text{вс}}}{M}\right).$$

Массообменное взаимодействие и смесительный теплообмен

Основным уравнением, учитывающим деформационное, массообменное и тепловое взаимодействия, для открытой термодинамической системы является первый закон термодинамики, который в удельных величинах запишется в виде [4]:

$$\mathrm{d}T = \frac{1}{(C_p + Tv\beta_w\beta_T)}\left[\mathrm{d}q - T\beta_w\mathrm{d}v + \sum_{i=1}^{n}(i_{\text{п}} - i)\mathrm{d}m_{\text{п}}\right], \quad (8)$$

где $\mathrm{d}q = \mathrm{d}Q/M$ — удельное количество теплоты, подводимое к рабочему телу за время $\mathrm{d}\tau$ (принимаем равным нулю); $\beta_w = \beta_T/\beta_p$; $i_{\text{п}}$ — удельная энтальпия присоединяемой массы; i — удельная энтальпия рабочего тела; $\mathrm{d}m_{\text{п}} = \mathrm{d}M_{\text{п}}/M = \mathrm{d}M/M$ — относительная величина присоединяемой массы.

Дифференциал удельного объема при постоянном объеме и переменной массе жидкости определится как

$$\mathrm{d}v = -\frac{V}{M^2}\mathrm{d}M. \quad (9)$$

Элементарная масса $\mathrm{d}M$ жидкости, присоединяемой через некоторое отверстие, определится как [3]

$$\mathrm{d}M = \alpha_{\text{о}}F_{\text{о}}\sqrt{\alpha\rho(p_{\text{н}} - p)}\,\mathrm{d}\tau, \quad (10)$$

где $\alpha_{\text{о}}$ — коэффициент расхода отверстия; $F_{\text{о}}$ — площадь отверстия (щели), является в общем случае переменной величиной; $p_{\text{н}}$ — давление в емкости, из которой происходит истечение жидкости; $\rho = 1/v$ — плотность жидкости; $\mathrm{d}\tau = \mathrm{d}\varphi/\omega$ — элементарное время (φ — угол поворота вала, соответствующий элементарному времени, ω — угловая скорость вала); $i_{\text{п}}$ — энтальпия присоединяемой жидкости (определяется по табличным значениям [5] и является функцией p и T).

Начальное значение энтальпии i жидкости в рабочей полости определяется по табличным данным [5], а значение приращения (полного дифференциала) по углу поворота коленчатого вала определяется как [3]

$$\mathrm{d}i = C_p\mathrm{d}T + (v - T\beta_T v)\mathrm{d}p. \quad (11)$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений (8)—(11) совместно с полученным уравнением (2) для определения давления позволяют рассчитывать процесс сжатия при массообменном взаимодействии и смесительном теплообмене.

Численный эксперимент и анализ его результатов

Рассмотрим влияние температуры присоединяемой жидкости на изменение давления и температуры в процессе сжатия в рабочей полости насоса. При проведении исследований будем считать, что деформационное взаимодействие отсутствует и, соответственно, объем рабочей полости насоса остается постоянным.

Рассмотрим расчет процесса сжатия для двух теоретически обоснованных выше случаев:

1. Сжатие в результате смесительного теплообмена при отсутствии массообменного взаимодействия.

2. Сжатие в рабочей полости насоса жидкостью с более высокой температурой.

Исследуемый насос имеет следующие основные параметры:

давление всасывания $p_{\text{вс}} = 0{,}1$ МПа;

объем рабочей полости $V = 7{,}53 \cdot 10^5$ м^3;

температура жидкости в начале процесса сжатия $T_1 = 303$ К;

частота вращения коленчатого вала $n = 500$ мин$^{-1}$;

давление нагнетания $p_{\text{н}} = 10 \div 20$ МПа;

диаметр отверстия, соединяющего рабочую полость насоса с источником жидкости (в источнике жидкости поддерживается давление, равное давлению нагнетания насоса), $d_{\text{о}} = 0{,}002$ м;

коэффициент расхода отверстия $\alpha_{\text{о}} = 0{,}8$;

рабочее тело — вода;

плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м^3;

модуль упругости жидкости $E = 2 \cdot 10^9$ Па;

коэффициент температурного расширения жидкости $4{,}58 \cdot 10^{-4}$ К$^{-1}$.

На рис. 1 представлены кривые *3* и *4* процесса сжатия при смесительном теплообмене, а также кривые *1* и *2* при массообменном взаимодействии и смесительном теплообмене. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Повышение давления только в результате смесительного теплообмена невелико при данном количестве присоединяемой массы (масса жидкости и закон ее изменения для двух вариантов расчета процесса сжатия одинаковы) и составляет менее 0,8 МПа.

2. С уменьшением температуры $T_{\text{п}}$ присоединяемой массы существенно уменьшается давление $p_{\text{н}}$ нагнетания при смесительном теплообмене. Так, при $T_{\text{п}} = 383$ К имеем $p_{\text{н}} = 0{,}7806$ МПа, а при $T_{\text{п}} = 323$ К — $p_{\text{н}} = 0{,}1427$ МПа.

3. При сжатии жидкости в результате массообменного воздействия и смесительного теплообмена температура $T_{\text{п}}$ мало влияет на процесс сжатия.

На рис. 2 представлены зависимости мгновенной температуры T жидкости и относительной массы $M/M_{\text{вс}}$ при проведении процесса сжатия за счет массообменного взаимодействия при наличии смесительного теплообмена (кривые *1*, *2*, *5*, *6*) и только за счет смесительного теплообмена (кривые *3*, *4*, *5*, *6*).

Представленные результаты позволяют сделать вывод, что температура жидкости для первого варианта сжатия выше температуры для второго варианта сжатия на всем протяжении процесса. Необходимо отметить, что работа процесса сжатия жидкости весьма мала и повышение температуры в первом варианте по сравнению со вторым составляет не более 0,5 К в конце процесса сжатия.

Данная разница в температурах сохраняется при разных значениях $T_{\text{П}}$. Это обусловлено тем, что работа процесса сжатия и величина удельной теплоемкости остаются примерно одинаковыми.

Представленные на рис. 2 результаты по изменению массы рабочей жидкости в рабочей полости позволяют сделать вывод, что при сжатии до 20 МПа по первому варианту масса жидкости увеличивается незначительно (до 1 %). Уменьшение температуры $T_{\text{П}}$ приводит к увеличению относи-

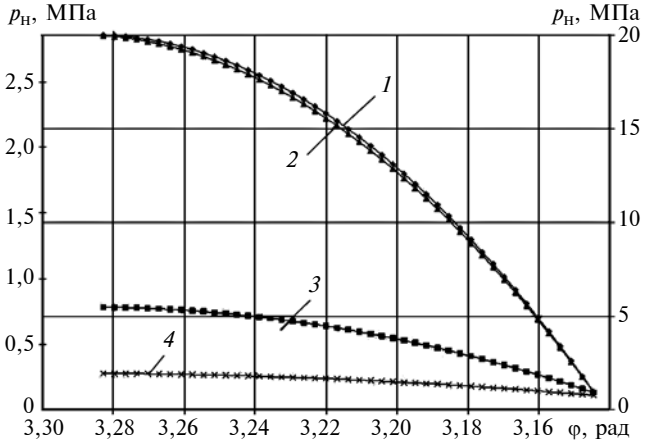


Рис. 1. Зависимости мгновенного давления $p_{\text{н}}$ в процессе сжатия от угла φ поворота коленчатого вала:

правая шкала — при массообменном взаимодействии со смесительным теплообменом при температуре присоединяемой жидкости $T_{\text{П}}$ = 383 К (*1*) и 323 К (*2*); левая шкала — при смесительном теплообмене при $T_{\text{П}}$ = 383 К (*3*) и $T_{\text{П}}$ = 323 К (*4*)

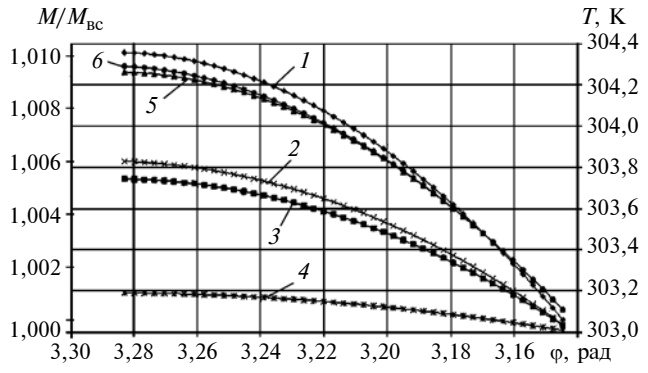


Рис. 2. Зависимости мгновенной температуры T (кривые *1—4*) и относительной массы $M/M_{\text{вс}}$ (кривые *5*, *6*) жидкости в рабочей полости насоса от угла φ поворота коленчатого вала:

при массообменном взаимодействии со смесительным теплообменом при $T_{\text{П}}$ = 383 К (*1*, *5*) и 323 К (*2*, *6*); при смесительном теплообмене $T_{\text{П}}$ = 383 К (*3*, *5*) и 323 К (*4*, *6*)

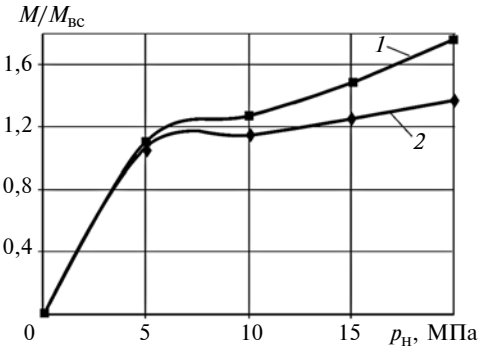


Рис. 3. Зависимости относительной массы $M/M_{\text{вс}}$ жидкости при смесительном теплообмене от давления $p_{\text{н}}$ нагнетания насоса при температуре присоединяемой жидкости при $T_{\text{П}}$ = 323 К (*1*) и 383 К (*2*)

тельной массы рабочей жидкости в рабочей полости. Это увеличение обусловлено уменьшением влияния смесительного теплообмена и весьма мало.

При сжатии жидкости в результате смесительного теплообмена давление увеличивается только вследствие увеличения средней температуры жидкости. В этом случае масса смеси (жидкости) увеличивается, но повышение давления в результате увеличения массы жидкости отсутствует. Этого можно достигнуть, например увеличением объема рабочей полости насоса на такую величину, при которой удельный объем жидкости остается постоянным.

На рис. 3 представлено изменение отношения $M/M_{\text{вс}}$ при сжатии жидкости в результате смесительного теплообмена от давления $p_{\text{н}}$ нагнетания при разных температурах $T_{\text{П}}$.

Представленные результаты позволяют сделать вывод, что сжатие жидкости в результате смесительного теплообмена до 20 МПа возможно. Масса жидкости увеличивается на 37,27 %, температура присоединяемой жидкости равна 383 К. С уменьшением температуры присоединяемой жидкости масса жидкости увеличивается, причем значительно. Так, при $T_{\text{П}}$ = 353 К и давлении нагнетания $p_{\text{н}}$ = 20 МПа масса сжимаемой жидкости должна увеличиться на 76,85 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Башта Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

2. **Насос-компрессоры**. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай и др. М.: Машиностроение, 2013. 367 с.

3. **Кушнырев В. И., Лебедев В. И., Павленко В. А.** Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Стройиздат, 1986. 463 с.

4. **Термодинамические** основы расчета процессов сжатия и расширения в насосах объемного действия / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А Павлюченко и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 3. С. 25—27.

5. **Равнин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергоатомиздат, 1984. 79 с.

УДК 531.384:62-222

А. И. МУНИЦЫН, д-р техн. наук (Национальный исследовательский университет — МЭИ),
М. А. МУНИЦЫНА, канд. физ.-мат. наук (МФТИ г. Долгопрудный), Л. Н. КРАЙНОВА, канд. техн. наук (Ивановский государственный энергетический университет), e-mail: munitsyn@rambler.ru

Динамика цилиндра со смещенным центром тяжести на вибрирующем основании с учетом сухого трения[1]

Исследованы вынужденные колебания цилиндра со смещенным центром тяжести на жестком основании, вибрирующем в горизонтальном направлении перпендикулярно образующей цилиндрической поверхности. Предполагается, что в точке контакта между цилиндрической поверхностью тела и основанием действует сила сухого трения. Решение задачи получено методом Бубнова—Галеркина, результаты представлены в виде амплитудно-частотных характеристик.

Ключевые слова: опорная плоскость, сухое трение, нелинейные колебания.

The forced vibrations of a cylinder with a displaced center of gravity on a rigid base, vibrating in a horizontal direction perpendicular to the forming cylindrical surface, are studied. It is assumed, that at the point of contact between the cylindrical surface of the body and the base, a dry friction force acts. The solution of the problem was obtained by the Bubnov—Galerkin method, the results are presented in the form of amplitude-frequency characteristics.

Keywords: bearing plane, dry friction, nonlinear oscillations.

Задачи о колебаниях твердого тела на опорной поверхности имеют большое значение для приложений в технике [1]. Большое число работ посвящено изучению процесса вибротранспортировки и исследованию движения материальной точки на вибрирующем основании [2, 3]. Модели сухого трения рассмотрены в работе [4].

В данной работе рассматривается задача динамики твердого тела на горизонтально вибрирующем основании с учетом сухого трения, представляющая практический интерес при изучении, например, движения деталей на конвейере. Похожие задачи, но для тела в форме параллелепипеда рассматривались в работах [5, 6].

Рассмотрим задачу о движении цилиндра массой m и радиусом r на горизонтально вибрирующей плоскости, скорость которой изменяется по гармоническому закону $V_0(t) = A_0\cos\theta t$. Центр масс C (рис. 1) цилиндра расположен на расстоянии c_0 от его геометрического центра O, момент инерции цилиндра относительно центра масс обозначим J. Тело находится в поле силы тяжести, к центру масс приложена сила mg. В точке контакта с плоскостью действуют сила N реакции основания и сила F трения. Проекции скорости центра масс на оси x и y обозначим v_x, v_y, угол отклонения линии OC от вертикали — α.

Дифференциальные уравнения движения цилиндра имеют вид:

$$\begin{cases} m\dfrac{\mathrm{d}v_x}{\mathrm{d}t} - F = 0; \\ m\dfrac{\mathrm{d}v_y}{\mathrm{d}t} - N + mg = 0; \\ J\dfrac{\mathrm{d}^2\alpha}{\mathrm{d}t^2} - F(r - c_0\cos\alpha) + Nc_0\sin\alpha = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Уравнения (1) следует дополнить уравнением связи

$$v_y = \frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t}\, c_0\sin\alpha, \quad (2)$$

полученным из условия равенства нулю скорости точки контакта цилиндра с опорной поверхностью в вертикальном направлении.

Скорость точки контакта в горизонтальном направлении относительно движущейся плоскости составляет:

$$u_0 = v_x + \frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t}(r - c_0\cos\alpha) - V_0(t). \quad (3)$$

Силу трения учитываем по модели Кулона:

$$F = -\eta_0 Nf, \quad (4)$$

где $\eta_0 f$ — безразмерная сила трения, причем $-1 < f < 1$ в том случае, если проскальзывание

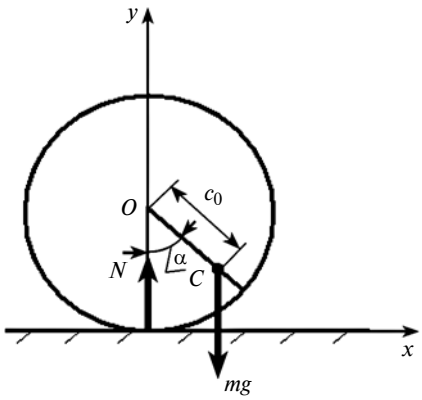


Рис. 1. Расчетная схема

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 16-01-00338) и программы № I.31 Президиума РАН.

между цилиндром и опорной поверхностью отсутствует, и $f = \text{sign}(u_0)$, если скорость проскальзывания отлична от нуля.

Введем безразмерные величины: время $t_* = t\Omega_0$, где $\Omega_0 = \sqrt{mgc_0/J}$ — собственная частота колебаний тела на абсолютно гладком основании; скорости $v_x = \varepsilon^2 c_0\Omega_0 v$; $u_0 = \varepsilon^2 c_0\Omega_0 u$; $V_0 = \varepsilon^2 c_0\Omega_0 V$; параметры $\beta = mc_0^2/J$, $\eta_0 = \varepsilon^2\beta\eta$; $\varepsilon\delta = (r - c_0)/c_0$.

Уравнения (1)—(4) можно упростить, если подставить уравнение связи (2) в систему (1), исключить силу реакции N и в качестве независимых переменных рассматривать u и α. Для малых углов поворота ($\alpha \ll 1$) линеаризованные уравнения движения для гармонического закона движения основания принимают вид:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2\alpha}{dt^2} - \dfrac{du}{dt} - A_0\theta\sin\theta t + \eta f = 0; \\ \dfrac{d^2\alpha}{dt^2} + \alpha - \eta\delta f = 0. \end{cases} \qquad (5)$$

Система уравнений (5) не содержит слагаемых, соответствующих геометрической нелинейности системы, однако остается нелинейной, поскольку содержит нелинейность порогового типа.

Вынужденные колебания под действием гармонической нагрузки

Разобьем решение задачи на два этапа. Допустим, что проскальзывание между телом и опорной поверхностью отсутствует. В этом случае $u = 0$ и безразмерная сила трения ηf принимает любые значения в интервале $-\eta < \eta f < \eta$. Систему уравнений (5) можно записать в виде системы:

$$\begin{cases} (1+\delta)\dfrac{d^2\alpha}{dt^2} + \alpha = A_0\theta\sin\theta t; \\ \dfrac{d^2\alpha}{dt^2} + \alpha - \eta\delta f = 0, \end{cases}$$

решение которой для случая установившихся колебаний элементарно. Представляя решение в виде

$$\alpha(t) = A_1\sin\theta t; \quad f(t) = B\sin\theta t,$$

получаем зависимость амплитуды A_1 колебаний угла α от частоты θ возбуждения колебаний и такую же зависимость для амплитуды B силы трения:

$$A_1 = \frac{\theta A_0}{1 - (1+\delta)\theta^2}; \quad B = \frac{A_1(1-\theta^2)}{\eta\delta}. \qquad (6)$$

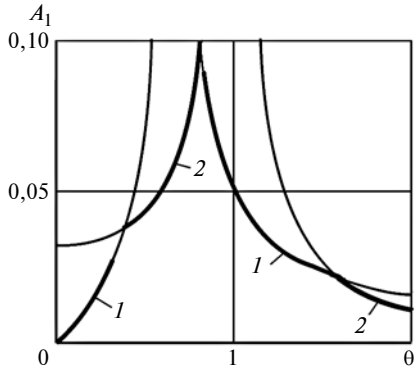


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика без учета микродеформаций

Полученное решение справедливо, если выполняется условие $-1 < B < 1$.

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) $A_1(\theta)$ представлена кривыми *1* на рис. 2 для значений параметров задачи $\delta = 1{,}26$; $A_0 = 0{,}05$; $\eta = 0{,}02$. Жирными линиями обозначены участки решений, для которых выполняется условие $-1 < B < 1$. Принятое значение δ соответствует задаче о колебаниях на плоскости половины цилиндра, разрезанного по диаметру, $c_0 = \dfrac{4r}{3\pi}$, $J = mr^2\left(\dfrac{1}{2} - \dfrac{4}{9\pi^2}\right)$.

Зависимость $A_1(\theta)$ является классической АЧХ для системы с одной степенью свободы без диссипации. При резонансе амплитуда неограниченно возрастает, поскольку в рассматриваемой задаче учитывается только трение в точке контакта. Две ветви АЧХ имеют вертикальную асимптоту на частоте свободных колебаний системы без проскальзывания $\omega_1 = \sqrt{\dfrac{1}{1+\delta}}$ или в размерном виде $\omega_{10} = \sqrt{\dfrac{mgc_0}{J + mc_1^2}}$.

Теперь предположим, что в течение всего цикла движения между плоскостью и цилиндром происходит проскальзывание, т. е. $u \neq 0$ и $f = -\text{sign}(u)$. Перепишем систему уравнений (5) в более удобном виде:

$$\begin{cases} (1+\delta)\dfrac{d^2\alpha}{dt^2} + \alpha - \delta\dfrac{du}{dt} = \delta A_0\theta\sin(\theta t - \psi); \\ \dfrac{d^2\alpha}{dt^2} + \alpha + \eta\delta\,\text{sign}(u) = 0. \end{cases} \qquad (7)$$

В системе (7) введен сдвиг фаз ψ между возбуждением и скоростью скольжения. Решение ищем в виде $\alpha(t) = A_1\sin\theta t$, $u(t) = A_2\sin\theta t$ и, применяя метод

Бубнова — Галеркина, получаем систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} A_1(1-(1+\delta)\theta^2) = -\delta\theta A_0 \sin\psi; \\ A_2 = -A_0\cos\psi; \\ A_1(1-\theta^2)\pi = 4\eta\delta. \end{cases}$$

Отсюда получаем зависимости амплитуд угла поворота цилиндра, скорости скольжения и фазы от частоты θ возбуждения:

$$A_1 = \frac{4\eta\delta}{(1-\theta^2)\pi};$$

$$A_2 = \sqrt{A_0^2 - \left[\frac{A_1(1-(1+\delta)\theta^2)}{\delta\theta}\right]^2}; \qquad (8)$$

$$\mathrm{tg}\psi = \frac{A_1(1-(1+\delta)\theta^2)}{A_2\delta\theta}.$$

Зависимость $A_1(\theta)$ представлена на рис. 2 кривыми *2*. В случае проскальзывания амплитуда угла поворота цилиндра не зависит от амплитуды колебаний опорной поверхности и неограниченно возрастает на частоте свободных колебаний цилиндра, на абсолютно гладкой поверхности $\omega_2 = 1$ или в размерном виде $\omega_{20} = \sqrt{mgc_0/J}$.

Совместно кривые *1* и *2* дают полное представление об амплитудно-частотных характеристиках рассматриваемой системы. На малых частотах возбуждения колебаний движение происходит без проскальзывания. С увеличением частоты амплитуда колебаний цилиндра возрастает вместе с силой трения по кривой *1*. Далее в области частоты 0,4 появляется скорость проскальзывания, и увеличение амплитуды угла α происходит по кривой *2*. При этом амплитуда силы трения равна коэффициенту трения. После $\theta = \omega_1$ скорость проскальзывания убывает, и после $\theta \approx 0{,}8$ колебания цилиндра снова происходят без проскальзывания и A_1 уменьшается. Последний участок АЧХ после $\theta \approx 1{,}5$ соответствует движению с проскальзыванием.

Следует отметить, что результирующие амплитудно-частотные зависимости, построенные по формулам (6) и (8), имеют области разрыва, в которых амплитуда колебаний не определена. Это объясняется тем, что наряду с решениями с проскальзыванием и без проскальзывания на всем периоде колебаний должны существовать решения, в которых одна часть цикла колебаний происходит с проскальзыванием, а другая — без проскальзывания.

Решение с учетом микродеформаций в области контакта

Запишем зависимость силы трения от скорости скольжения в виде:

$$f = -\eta\frac{u}{\sqrt{u^2+d^2}},$$

где d — некая константа, вводимая для регуляризации зависимости $f(u)$ и учитывающая микродеформации в области контакта цилиндра и опорной поверхности. Величину этой константы обосновать достаточно сложно, можно только утверждать, что при стремлении d к нулю зависимость $f(u)$ приближается к закону Кулона.

Запишем систему (5) уравнений движения в виде:

$$\begin{cases} (1+\delta)\dfrac{\mathrm{d}^2\alpha}{\mathrm{d}t^2} + \alpha - \delta\dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} = \delta A_0\theta\sin(\theta t - \psi); \\ \dfrac{\mathrm{d}^2\alpha}{\mathrm{d}t^2} + \alpha + \eta\delta\dfrac{u}{\sqrt{u^2+d^2}} = 0. \end{cases}$$

Также применим метод Бубнова — Галеркина и будем искать решение в виде $\alpha(t) = A_1\sin\theta t$, $u(t) = A_2\sin\theta t$. В результате имеем систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} A_1(1-(1+\delta)\theta^2) = -\delta\theta A_0\sin\psi; \\ A_2 = -A_0\cos\psi; \\ A_1(1-\theta^2)\pi = 4\eta\delta\dfrac{d}{A_2}(E(k)-K(k)). \end{cases} \qquad (9)$$

Здесь $K(k)$ и $E(k)$ — полные нормальные эллиптические интегралы Лежандра первого и второго рода с дополнительным модулем $k = \dfrac{A_2}{\sqrt{A_2^2+d^2}}$.

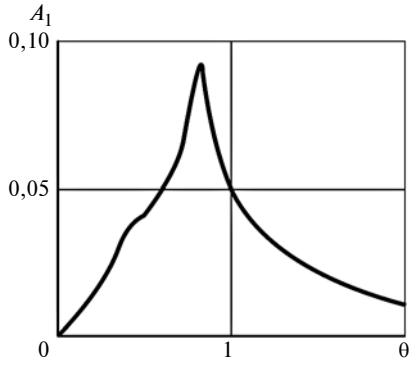


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика с учетом микродеформаций

УДК 629.5:62.2

В. В. САВИНКИН, д-р техн. наук (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск, Казахстан),
В. Н. КУЗНЕЦОВА, д-р техн. наук (Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, г. Омск),
e-mail: dissovetsibadi@bk.ru

Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора при эффективном копании грунта

Показано, что эффективное управление динамическими нагрузками рабочего оборудования экскаватора снижает энергоемкость цикла и повышает ресурс гидропривода. Обоснованы оптимальные диапазоны углов поворота элементов рабочего оборудования, при которых гидропривод экскаватора испытывает наименьшие нагрузки.

Ключевые слова: экскаватор, рабочее оборудование, углы позиционирования, динамическая нагрузка, эффективность.

It is shown, that the effective management of the dynamic loads of the working equipment of an excavator reduces the energy intensity of the cycle and increases the service life of the hydraulic drive. The optimal ranges of the rotation angles of the working equipment elements, at which the hydraulic actuator of the excavator is experiencing the lowest loads, are substantiated.

Keywords: excavator, working equipment, angles of positioning, dynamic load, effectiveness.

Исследования рабочего оборудования (РО) и гидропривода экскаватора в процессе эксплуатации показали, что из-за их больших масс на элементы гидропривода действуют значительные нагрузки. При большом числе включений и перемещений РО возрастает энергоемкость операций экскавационного цикла, а следовательно, и энергонапряженность работы гидропривода [1, 2]. Статистический анализ показал, что основная причина отказа гидропривода — не его поломка, а износ сопряжений в деталях, работающих при больших частоте включений и нагрузках за короткий промежуток времени. Исследованиями установлено, что на срок службы и эффективность работы гидропривода самоходных движущихся машин (СДМ) существенное влияние оказывают динамические нагрузки, эксплуатационно-технологические факторы и агрессивная среда [2, 3]. На напряженность работы элементов гидропривода при взаимодействии подсистем системы "рабочее оборудование — среда" влияют внешние нагрузки и неустойчивые факторы, к которым отнесем: мощность гидропривода, затраченную на преодоление сил сопротивления собственных масс оборудования; полезную мощность; коэффициент удельного сопротивления грунта резанию; угол наклона элемента РО; их совокупное сочетание; массу груза.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 20)

Система уравнений (9) легко решается, если за независимый аргумент принять A_2. Из второго уравнения определяется фаза колебаний $\cos\psi = -A_2/A_0$. Исключая A_1 из оставшихся двух уравнений, получаем кубическое уравнение относительно частоты θ, после чего из первого уравнения находим A_1.

Зависимость $A_1(\theta)$ приведена на рис. 3 для тех же значений параметров задачи: $\delta = 1{,}26$; $A_0 = 0{,}05$; $h = 0{,}02$. АЧХ $A_1(\theta)$ практически повторяет зависимость на рис. 2, только отдельные участки решений гладко соединены между собой. Учет микродеформаций в области контакта с опорной поверхностью приводит к тому, что скорость проскальзывания всегда отлична от нуля.

Несмотря на то что рассматриваемая система имеет две собственные частоты и учитывается только сухое трение, амплитуды колебаний ограничены во всем диапазоне частот. Максимум АЧХ достигается на частоте, расположенной между собственными частотами ω_1 и ω_2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маркеев А. П.** Динамика тела, соприкасающегося с твердой поверхностью. М.—Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Институт компьютерных исследований, 2014. 492 с.

2. **Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю.** Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 410 с.

3. **Нагаев Р. Ф.** Периодические режимы вибрационного перемещения. М.: Наука, 1978. 160 с.

4. **Андронов В. В., Журавлев В. М.** Сухое трение в задачах механики. М.—Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Институт компьютерных исследований, 2010. 184 с.

5. **Муницын А. И., Муницына М. А.** Колебания твердого параллелепипеда на вибрирующем основании // Нелинейная динамика. 2016. Т. 12, № 1. С. 91—98.

6. **Муницын А. И., Муницына М. А.** Колебания твердого параллелепипеда на вибрирующем основании с учетом сухого трения // Машиностроение и инженерное образование. 2016. № 4. С. 10—16.

Рис. 1. Алгоритм методики определения оптимальних углов наклона РО экскаватора

В известных методиках расчета геометрических, кинематических и силовых параметров механизмов РО экскаватора, разработанных М. З. Коловским, Ю. А. Семеновым, Г. А. Тимофеевым [4], не учитывается влияние собственных масс оборудования на силы сопротивления. Также нет четких рекомендаций по оптимальному диапазону суммарных углов поворота элементов РО, при которых гидропривод экскаватора испытывает наименьшее сопротивление копанию грунта [5]. Следовательно, расчет оптимального диапазона углов поворота элементов РО СДМ требует особого подхода и разработки методики с учетом изменения действующих нагрузок.

Поэтому авторы статьи теоретически предположили, что значительная часть энергии силовой установки и гидропривода расходуется на перемещение собственных масс тяжеловесного оборудования. Предположили также, что от выбора углов поворота оборудования экскаватора зависит энергоэффективность процесса разработки грунта. В связи с этим авторы выдвинули гипотезу, что четкий контроль и управление динамическими нагрузками (нормальное и касательное ускорение, силы и моменты инерции, углы поворота платформы) позволят снизить энергоемкость цикла и повысить ресурс работы экскаватора.

Для подтверждения теоретического предположения исследовали действующие силы и моменты при работе оборудования экскаватора. Для логических исследований предложили четко структурированную методику оценки сил сопротивления грунта при заданном диапазоне углов поворота РО. Цель расчета — определение оптимального диапазона углов поворота оборудования, при которых гидропривод затрачивает меньше силы на разработку грунта. Для этого разработали расчетные схемы исследуемых элементов; составили уравнения равновесий моментов и сил; определили силу, затрачиваемую на преодоление сопротивления собственных масс, и зависимости сил, необходимых для отрыва грунта, от углов поворота оборудования. Алгоритм методики исследования оптимальних углов поворота РО экскаватора приведен на рис. 1.

Решение поставленной задачи основано на известных законах теоретической механики М. З. Коловского и динамики цикловых машин И. И. Вульфсона, в которых РО экскаватора рассматриваются как открытая кинематическая схема многозвенного механизма с одной степенью свободы (без учета поворота платформы), ограниченная возвратно-качающимся цилиндром. При решении задачи использовали методы аналитической механики, математического анализа, геометрического анализа, теории колебаний, теоремы и положения теоретической механики. Результат исследования определил наиболее оптимальные (энергоэффективные) и критические позиции РО при эксплуатации экскаватора. Для обоснованной разработки конструктивно-технологических мероприятий по энергоэффективности гидропривода исследовали силы, с которыми рукоять преодолевает сопротивление грунта копанию.

Рассмотрим силы, действующие на каждый элемент РО экскаватора (рис. 2). Расчет зуба ковша проводили с учетом заданной силы сопротивления грунта резанию. Обратная методика расчета позволила определить необходимую силу для преодоления сопротивления грунта резанию и оценить, какая часть силы затрачивается на полезную работу. При исследовании характеристик гидропривода целесообразно угол α_2 поворота ковша выразить через ход $S_{\text{п}}$ поршня. Именно этот показатель при построении математической модели позволил учесть силу, затрачиваемую на каждом промежутке отрезка выхода штока при повороте ковша на угол

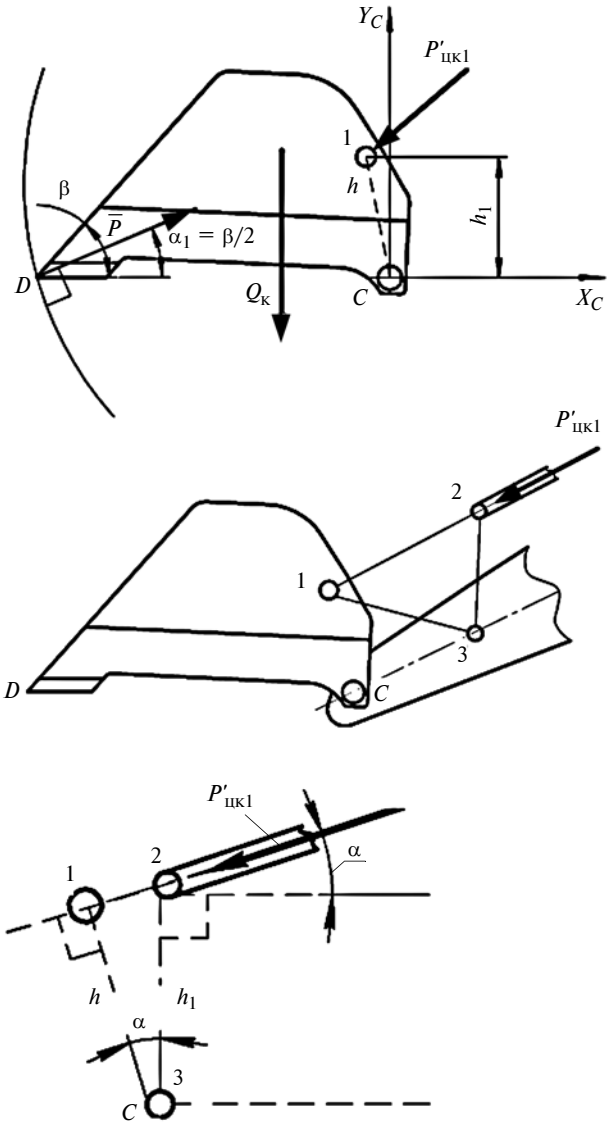


Рис. 2. Схема передачи силы на ковш через шарнирный механизм, соединяющий рукоять:
α — угол между стержнем $\overline{12}$ и горизонтом (в положении DC); высота стержня $h = h_1$

α_2 по предложенной аналитической зависимости $S_{ш.к} = 0{,}00002\,R_к^{2{,}0674}$, где $S_{ш.к}$ — ход штока ковша; $R_к$ — радиус, описываемый кромкой зуба ковша.

Длина стержня $\overline{13}$ (см. рис. 2) изменяется. Так как шарнирное соединение для поворота ковша позволяет конструктивно увеличить момент от силы $P'_{цк1}$, то необходимо определить, как она распределяется по стержням $\overline{12}$ и $\overline{23}$. Уравнения равновесия можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} &\Sigma X_i = 0;\ \ X_C + P\cos\alpha_1 - P'_{цк1}\cos\alpha = 0;\\ &\Sigma Y_i = 0;\ \ Y_C + P\sin\alpha_1 - P'_{цк1}\sin\alpha - Q_к = 0;\\ &\Sigma M_C = 0;\ \ -PDC\sin\alpha + P'_{цк1}h_1 + Q_к\frac{DC}{2} = 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где X_C и Y_C — силы в шарнире C ("ковш — рукоять"); $P'_{цк1}$ — сила, передающаяся стержнем $\overline{12}$.

Если величина h больше или меньше h_1, то

$$-PDC\sin\alpha + P'_{цк1}\frac{h_1}{\cos\alpha}.$$

В общем виде уравнения системы (1) позволяют проанализировать величины сил при любом определенном положении ковша. Исследуя только эти положения, можно установить пределы и значения сил в критических углах поворота. Рассмотрим более подробно распределение сил, действующих в точке 2 шарнира (рис. 3).

В соответствии с конструкцией узла при угле $\theta + \gamma' < 180°$ в стержне $\overline{23}$ сила $\bar{P}_{ц23} \neq 0$, но по величине меньше каждой из оставшихся сил ($\bar{P}_{ц21}$ и $\bar{P}_{ц1}$). В сходящейся системе ($\bar{P}_{ц21}$ —2— $\bar{P}_{ц1}$) две силы неизвестны, поэтому запишем два уравнения равновесия. Направления осей выбираем по действию силы $\bar{P}_{ц1}$ (ось X) и под углом 90° к ней (ось Y):

$$\left.\begin{aligned} &\Sigma X_i = 0;\\ &\bar{P}_{ц23}\cos(90-\gamma') - \bar{P}_{ц21}\cos(\theta+\gamma'-90) = 0;\\ &\Sigma X_i = 0;\\ &-\bar{P}_{ц1} + \bar{P}_{ц21}\sin(\theta+\gamma'-90) + \bar{P}_{ц23}\sin(90-\gamma') = 0. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Из уравнений (2) определим только зависимость сил $\bar{P}_{ц1}$ и $\bar{P}_{ц21}$, которые характеризуют долю силы, перераспределенной в зависимости от угла воздействия или заданного угла 90°. Направление силы изменится, а момент увеличится.

Исследуем силу в шарнире B. В первом приближении также рассмотрим кинематическую связь "ковш — рукоять" (отрезок CB) как единую систему. Отрезок BB' необходимо рассчитывать как рычаг, увеличивающий момент силы $P_{ц2}$ при пово-

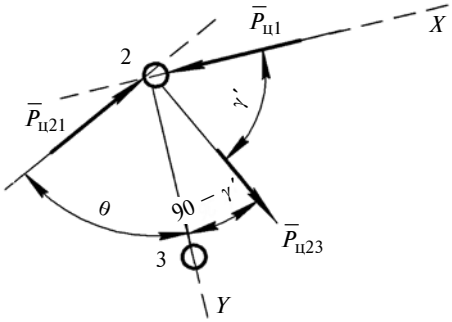


Рис. 3. Схема распределения сил в узле 2 шарнирного сочленения:
$\bar{P}_{ц1}$ — сила давления штока цилиндра; γ′, α_i, β — углы конструкции; $\bar{P}'_{ц21}$ — сила, противодействующая силе $P'_{ц12}$; $\bar{P}_{ц23}$ — сила, направленная произвольно (стержень $\overline{23}$ работает на растяжение от узла 2)

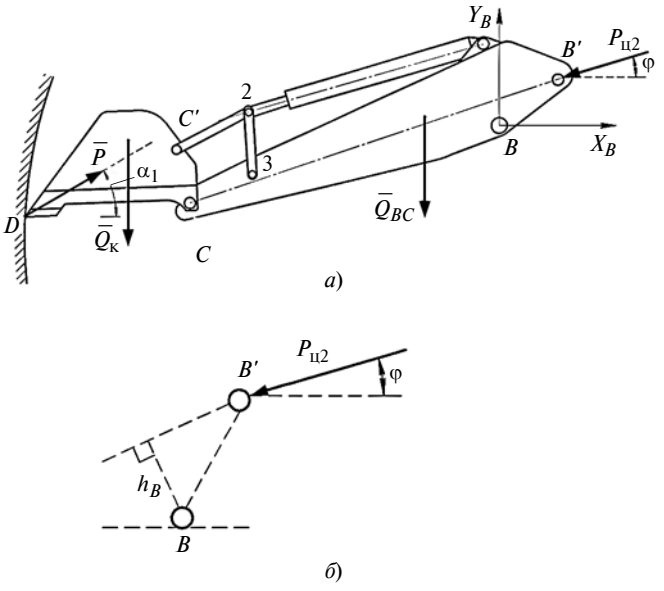


Рис. 4. Схемы распределения усилий в ковше и рукояти (*а*) и сил относительно шарнира *B* рукояти (*б*):

φ — угол, определяющий положение гидроцилиндра к горизонту (всегда известен); *BD* — расстояние от шарнира рукояти до кромки зуба ковша

роте рукояти (отрезок *CB*) (рис. 4, *а*). Изменение длины *BD* зависит от положения ковша относительно рукояти *CB* при эксплуатации. Штриховыми линиями показаны продолжения направлений приложенных сил, а также горизонты, на которые опущен перпендикуляр. Расстояние между шарнирами рукояти $BB' = \text{const}$ (рис. 4, *б*), где плечо h_B действия силы $P_{ц2}$ относительно шарнира *B* представлено перпендикуляром, опущенным из точки *B* на шток цилиндра. Угол α_1 (см. рис. 4, *а*) можно представить как $\beta/2$, где β — угол между забоем разрабатываемого грунта и кромкой зуба ковша в горизонтальной плоскости.

Расчет сил *P* и $P_{ц2}$ представим в виде двух составляющих в проекциях на оси *X* и *Y* (рис. 5). Угол $\alpha_2 = 0$, так как это угол между плоскостью грунта и зубом ковша. В исходном положении ковш лежит на грунте всей своей плоскостью. На схеме силы *P′* и *P″* показывают распределение тангенциальной силы *P* по осям *X* и *Y* соответственно. Аналогично распределяются силы и в шарнире *B′*. Изменение распределения сил определим в зависимости от выхода штока. Исходя из приведенной схемы уравнения равновесия примут вид:

$$\left.\begin{aligned}
&\Sigma X_i = 0;\ \ X_B + P_1\cos\alpha - P_{ц2}\cos\varphi = 0;\\
&\Sigma Y_i = 0;\\
&\Sigma M_B = 0;\\
&\overbrace{P\sin\alpha_1}^{P''}(l_{DC}\cos\alpha_2 + l_{BC}\cos\alpha_3) +\\
&+\overbrace{P\cos\alpha_1}^{P'}(l_{DC}\sin\alpha_2 + l_{BC}\sin\alpha_3) +\\
&+ Q_к\left(l_{BC}\cos\alpha_3 + \frac{l_{CD}}{2}\right) + Q_{BC}\left(\frac{l_{BC}\cos\alpha_3}{3}\right) +\\
&+ P_{ц2}h_B = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

При работе цилиндра ковша положение отрезка *DC* в пространстве изменяется, образуя угол α_2. Далее в расчетах для более точного описания плечо l_{DC} обозначим как произведение $l_{DC}\cos\alpha_2$.

Затем необходимо уточнить предельно возможный диапазон рабочих углов, при которых ковш, а соответственно, и гидроцилиндр могут выполнять работу. По условиям эксплуатации максимальный угол раскрытия и закрытия ковша составляет $45° \geq \alpha_2 \leq 180°$. Так как для расчетной схемы выбрано положение ковша, равное уровню стояния, то рассматриваем условие $0° \leq \alpha_2 \leq 180°$.

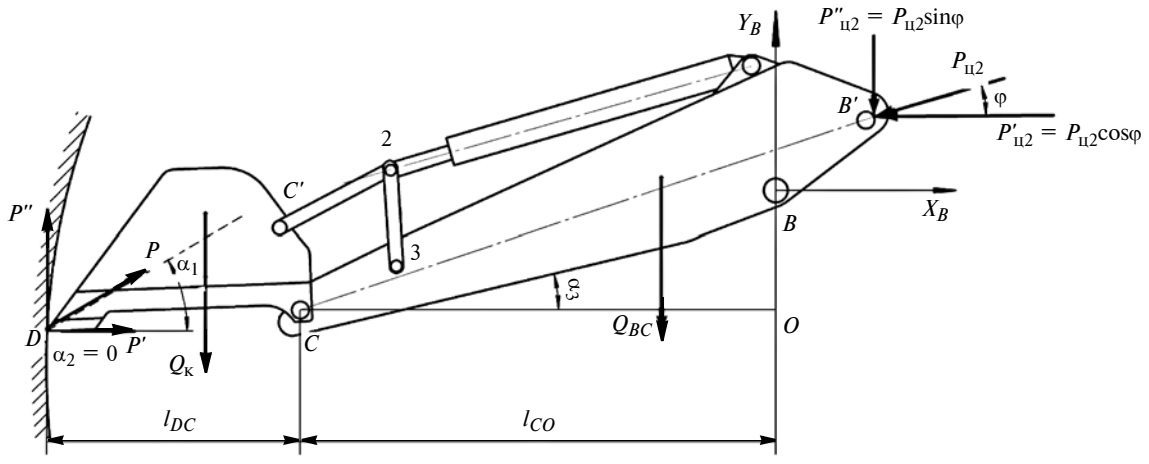


Рис. 5. Схема сил в виде двух составляющих в проекции

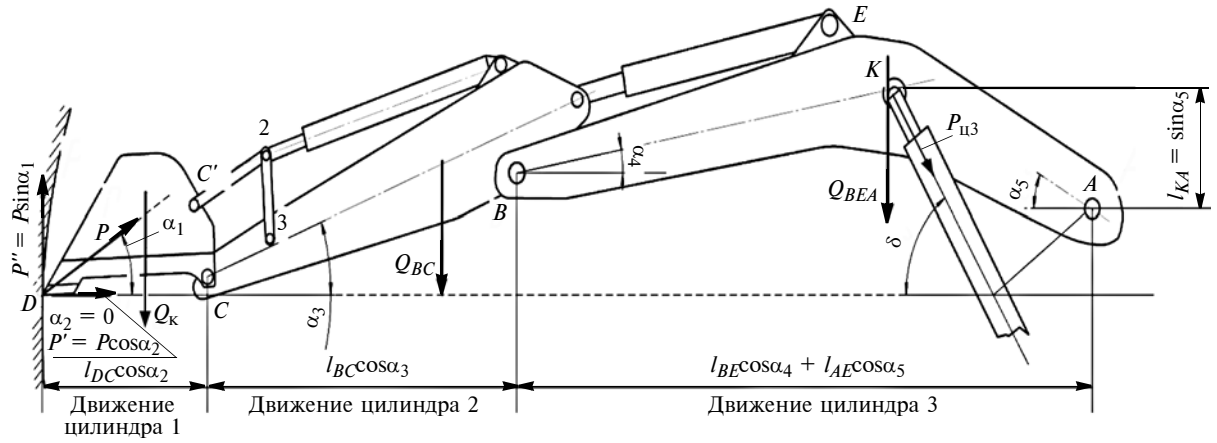


Рис. 6. Схема уточнения плеч всей конструкции на длине *AD* для разработки уравнения моментов

При работе цилиндра рукояти с изменением длины плеча CB увеличивается угол α_3. Для более подробного исследования изменения длины плеча CB в зависимости от выхода штока используем графоаналитический метод.

На данном этапе имеем три неизвестных: X_B, Y_B, $P_{ц2}$:

$$\left.\begin{aligned}
&\Sigma X_i = 0;\ X_B + P\cos\alpha_1 - P_{ц2}\cos\varphi = 0;\\
&\Sigma Y_i = 0;\ Y_B + P\sin\alpha_1 - P_{ц2}\sin\varphi - Q_к - Q_{BC} = 0;\\
&\Sigma M_B = 0;\ P_{ц2}h_B - P(BD)\sin\alpha_1 +\\
&+ Q_к\left(CB + \frac{CD}{2}\right) + Q_{BC}\frac{BC}{3} = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Отношение $BC/3$ принимаем из условия, что сила Q_{BC} приложена к 1/3 части стрелы ближе к основанию. В данном случае исследованию в большей степени подлежит сила $P_{ц2}$, создаваемая гидроцилиндром рукояти. Особое внимание следует уделить распределению силы $P_{ц2}$ по направлению действия штока цилиндра рукояти. Данное распределение сил поможет установить долю полезной работы, выполняемой гидроцилиндром на перемещение РО и грунта в ковше, т. е. определить энергоэффективность работы гидродвигателя с учетом потерь на сопротивление и перемещение собственных масс.

Исследуем величины и направления сил, действующих в шарнирах A основания стрелы экскаватора. Из схемы на рис. 6 составим общие уравнения сил и момента:

$$\Sigma X_i = 0;\ X_A + P\cos\alpha_1 - P_{ц3}\cos\delta = 0;$$

$$\Sigma Y_i = 0;$$
$$Y_A + P\sin\alpha_1 - Q_к - Q_{BC} - Q_{AB} + P_{ц3}\sin\delta = 0;$$

$$\Sigma M_A = 0;\quad -P(AD)\sin\alpha_1 + Q_к\left(AD + \frac{DC}{2}\right) +$$
$$+ Q_{BC}\left(AD - DC - \frac{2}{3}CB\right) = 0.$$

Далее важно уточнить длины l_{DC}, l_{CB}, l_{BE}, l_{EA} плеч для отрезка AD в уравнении моментов:

$$\Sigma M_A = 0;\quad -P\sin\alpha_1(l_{DC}\cos\alpha_2 + l_{BC}\cos\alpha_3 +$$
$$+ l_{BE}\cos\alpha_4 + l_{AE}\cos\alpha_5) + P\cos\alpha_1(l_{DC}\sin\alpha_2 +$$
$$+ l_{CB}\sin\alpha_3 + l_{BE}\sin\alpha_4 - l_{EA}\sin\alpha_5) +$$
$$+ Q_к\left(\frac{l_{DC}\cos\alpha_2}{2} + l_{BC}\cos\alpha_3 + l_{BE}\cos\alpha_4 + l_{AE}\cos\alpha_5\right) +$$
$$+ Q_{BC}\left(\frac{l_{BC}\cos\alpha_3}{2} + l_{BE}\cos\alpha_4 + l_{AE}\cos\alpha_5\right) +$$
$$+ Q_{BEA}(l_{AE}\cos\alpha_5) + P_{ц3}\sin\delta l_{KA}\cos\alpha_5 -$$
$$- P_{ц3}\cos\delta l_{KA}\sin\alpha_5 = 0.$$

При работе экскаватора в реальных условиях в зависимости от режимов включения звеньев оборудования углы α_1—α_5 или изменяются, или остаются постоянными в интервале времени dt. Чтобы решить задачу о поочередной или одновременной работе разных гидроцилиндров, рационально задать диапазоны изменения углов α_i в предельных положениях цилиндра. При этом вид уравнений равновесия не изменится.

Рассмотрим схему одновременной работы гидроцилиндров ковша и рукояти, когда штоки выходят из цилиндров и когда штоки гидроцилиндров стрелы втягиваются. Данная схема принята для определения направления сил $P_ц$. После расчета сил и моментов с учетом массы РО и без него определим энергоемкость работы как величину мощности, затрачиваемой на преодоление действия собственных масс.

По результатам расчета сил и моментов, действующих в РО, установлено, что при изменении уг-

лов наклона ковша (α_2), рукояти (α_3) и стрелы (α_5) изменяется и влияние силы сопротивления грунта на энергоемкость процесса. При оптимальном сочетании углов наклона элементов РО работу можно выполнять при меньших силах гидроцилиндров. Уравнения силового баланса подтвердили теоретическое положение, что около 41 % энергии гидроцилиндров расходуется на перемещение собственных масс оборудования. Зависимости сил на штоке гидроцилиндра от угла наклона рабочего оборудования (рис. 7) характеризуют энергоемкость операции при разном пространственном положении РО в заданном интервале времени. Для зависимости $R_{\text{ц}}^{\text{к}} = 0{,}0346\alpha_2^2 - 3{,}4\alpha_2 + 423{,}98$, описывающей силу на штоке работающего гидроцилиндра ковша, характерны оптимальные углы наклона относительно горизонта забоя $\alpha_2 = 47 \div 53^\circ$.

При уменьшении или увеличении угла наклона ковша изменяются направления распределения сил $R_{\text{ц}}\cos\alpha_2$, $R_{\text{ц}}\sin\alpha_2$, $R_{\text{ц}}\tan\alpha_2$ и длины плеч их приложения в разном процентном соотношении. Увеличение необходимой для отрыва грунта силы $R_{\text{ц}}$ до $R_{\text{ц}} = 120$ кН обусловлено повышением сил сопротивления грунта резанию и нарушением баланса углов позиционирования оборудования при энергоемких операциях.

Аналогичные корреляционные зависимости описывают работу рукояти ($R_{\text{ц}}^{\text{р}} = 0{,}0153\alpha_3^2 - 2{,}1012\alpha_3 + 449{,}16$) и стрелы ($R_{\text{ц}}^{\text{с}} = 0{,}0578\alpha_5^2 - 3{,}5094\alpha_5 + 286{,}61$), но диапазон изменения углов при позиционировании отличается от предыдущего. Согласно установленным зависимостям (см. рис. 7) наименьшие силы ($R_{\text{ц}}^{\text{к}} = 341$ кН, $R_{\text{ц}}^{\text{р}} = 380$ кН, $R_{\text{ц}}^{\text{с}} = 236$ кН), приложенные к штокам гидроцилиндров, справедливы при условиях: $46^\circ \le \alpha_2 \le 55^\circ$; $55^\circ \le \alpha_3 \le 60^\circ$; $25^\circ \le \alpha_5 \le 30^\circ$. В таблице приведены оптимальные значения углов наклона оборудования при энергоемких операциях.

Таким образом, рассчитаны и обоснованы диапазоны углов поворота каждого элемента РО, при которых гидроцилиндры работают с наименьшими

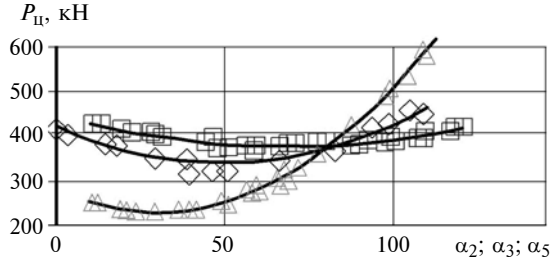


Рис. 7. Зависимости силы $P_{\text{ц}}$ на штоке, необходимой для отрыва грунта, от углов поворота ковша α_2 (◇), рукояти α_3 (□) и стрелы α_5 (Δ)

Оптимальный диапазон углов наклона элемента оборудования экскаватора

Элемент РО	Угол наклона* α_i°	Сила, развиваемая штоком цилиндра $R_{\text{ц}i}$	Сопротивление грунта копанию K_1	Снижение энергоемкости $Э_{\text{уд}}$
Ковш	$\alpha_2 = 47 \div 53^\circ$	341	450÷480	
Рукоять	$\alpha_3 = 55 \div 58^\circ$	380	470÷590	217,3
Стрела	$\alpha_5 = 22 \div 27^\circ$	238	310÷390	

* Сочетание оптимальных диапазонов углов наклона оборудования рассмотрено только для грунта общего назначения (ρ = 1,8 т/м^3), разрабатываемого ниже уровня стоянки на глубине 0,8 м.

силами, достаточными для отрыва грунта. Получению положительных результатов послужило рассмотрение кинематических схем звеньев как при их самостоятельном, так и совместном функционировании. Установлены силы, развиваемые на штоке гидроцилиндра, характеризующие затраченную им энергию, которая выражается мощностью потока рабочей жидкости, эквивалентной работе, выполненной за 1 с. Сопоставляя силы, развиваемые на штоках каждого гидроцилиндра, с ходом поршня в единицу времени, получили энергию, затраченную гидроприводом на каждую операцию.

Приведенные результаты подтверждают состоятельность предложенной методики. Установленный диапазон углов поворота каждого элемента РО характеризует взаимосвязь пространственного расположения РО с затраченной полезной энергией (мощность гидропривода $N_{\text{гп}}$). Эффективность работы гидропривода оценивается удельным показателем мощности на единицу вместимости ковша.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецова В. Н., Савинкин В. В.** Исследование энергоэффективных параметров одноковшовых экскаваторов: Монография. Омск: СибАДИ, 2015. 210 с.

2. **Хмара Л. А., Павлов В. П.** К вопросу повышения эффективности гидравлических экскаваторов с оборудованием обратная лопата. М., 1980. 66 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш. № 5.

3. **Кузнецова В. Н., Савинкин В. В.** Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора KOMATSU PC300 // Строительные и дорожные машины. 2014. № 3. С. 9—12.

4. **Тимофеев Г. А.** Теория механизмов и машин. М.: Юрайт, 2011. 351 с.

5. **Доронин С. В., Филиппова Ю. Ф.** Обоснование расчетных нагружений карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 29—33.

УДК 621.825.038

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
e-mail: Krasilnikov1951@yandex.ru

Определение силы сдвига тонких высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ в магнитных системах и магнитных муфтах

Рассмотрена возможность применения стандартного расчета силы сдвига тонких высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ в магнитных системах и муфтах. Предложены поправочные коэффициенты при расчете силы сдвига в магнитных системах и муфтах с тонкими магнитами.

Ключевые слова: магнитная система, магнитная муфта, постоянный магнит.

The possibility of application of the standard calculation of shear force of thin "КС-25ДЦ" high-coercive permanent magnets in magnetic systems and couplings is considered. Correction factors are proposed for calculating the shear force in magnetic systems and couplings with thin magnets.

Keywords: magnetic system, magnetic coupling, permanent magnet.

В настоящее время магнитные системы и магнитные муфты нашли широкое применение в герметичных машинах и аппаратах атомной промышленности. Для безотказной работы таких машин в конструкциях магнитных систем и муфт применяют высококоэрцитивные постоянные магниты в виде прямоугольных призм с толщиной магнита между магнитными полюсами 8÷10 мм.

Многие зарубежные производители герметичного оборудования используют в конструкциях магнитных систем и муфт высококоэрцитивные постоянные магниты толщиной 4 мм, что дает возможность уменьшить стоимость изготовления такого оборудования. Однако при этом надежность работы оборудования снижается, особенно при нагреве магнитной системы или муфты выше температуры термостабилизации высококоэрцитивного постоянного магнита, так как происходит размагничивание постоянного магнита и магнитная система или муфта выходят из строя. При замене вышедшей из строя магнитной системы или муфты необходимо рассчитать тяговое усилие (силу сдвига) между секциями магнитной системы или полумуфтами магнитной муфты [1]. Разработанные ранее методики расчета силы сдвига применяются для постоянных высококоэрцитивных магнитов толщиной 8÷10 мм [2].

В данной статье рассмотрена возможность расчета силы сдвига для тонких (толщиной 4 мм) высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава самария и кобальта КС-25ДЦ. На рис. 1 представлена схема приспособления для измерений сил сдвига в магнитной системе с высококоэрцитивными постоянными магнитами из сплава КС-25ДЦ. Размеры магнита: $A \times B \times H = 20 \times 40 \times 4$ мм. При сдвиге верхней секции *2* магнитной системы (см. рис. 1) относительно нижней секции *1* на половину ширины A магнита *4* сила F_x сдвига максимальна. Воздушный зазор δ между секциями магнитной системы при проведении измерений изменялся от 2 до 10 мм. На рис. 2 показано изменение удельной силы $f_{\text{уд.с}}$ сдвига в зависимости от воздушного зазора δ между секциями магнитной системы для четырех групп B_r постоянных магнитов из сплава редкоземельных элементов КС-25ДЦ (ТУ 48-4/0531-6—92).

Магниты отнесены к группам B_r в зависимости от остаточной магнитной индукции, равной соответственно: 0,82; 0,92; 1,01; 1,07 Тл.

Для удобства анализа кривых на рис. 2 построим графические зависимости в логарифмических координатах для удельной силы $f_{\text{уд.с}}$ и в линейных координатах для воздушного зазора δ (рис. 3).

Изменения удельной силы сдвига на рис. 3 носят линейный характер. Расчетные и экспериментальные значения удельной силы сдвига в зависимости от воздушного зазора для постоянных магнитов группы 1 (B_r = 0,82 Тл) в относительных единицах приведены на рис. 4.

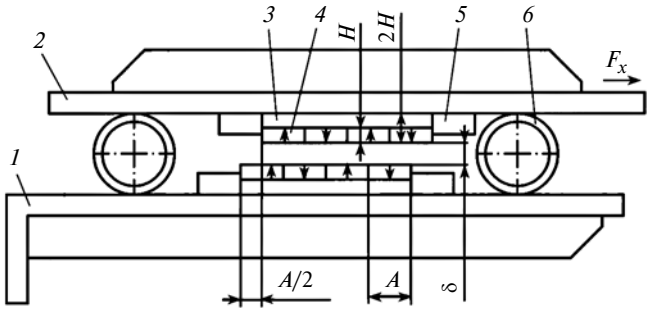


Рис. 1. Схема приспособления для измерения силы сдвига в магнитной системе:

1 и *2* — верхняя и нижняя секции магнитной системы; *3* — магнитопровод; *4* — магнит; *5* — фиксатор; *6* — немагнитная трубка (каток)

Относительный воздушный зазор рассчитывается по формуле

$$\delta^{от} = \delta/\Delta,$$

где Δ — интервал изменения воздушного зазора δ, равный 8 мм (зазор δ на рис. 2, 3 изменяется от 2 до 10 мм).

Относительную удельную силу сдвига рассчитываем по выражению

$$f_{уд.с}^{от} = f_{уд.с}/f_{б},$$

где $f_{б}$ — базовая удельная сила сдвига, равная 1 Н/см^2.

Линейная зависимость *1* на рис. 4 описывается уравнением

$$\lg f_{уд.с.р}^{от} = 0{,}63 - 0{,}457\delta^{от},$$

где $f_{уд.с.р}^{от}$ — относительная расчетная удельная сила сдвига.

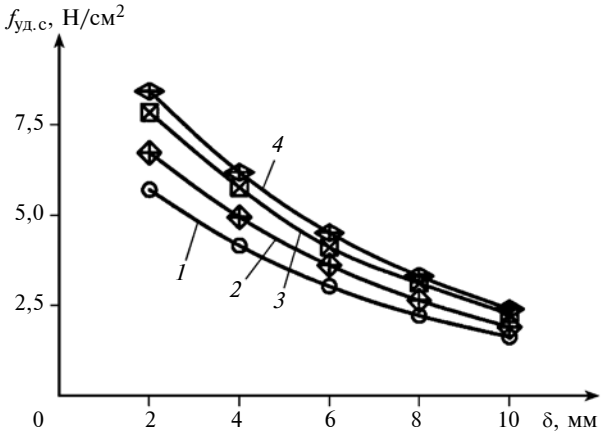


Рис. 2. Зависимости удельной силы $f_{уд.с}$ сдвига от воздушного зазора δ для высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-25ДЦ групп 1 (*1*); 2 (*2*); 3 (*3*); 4 (*4*)

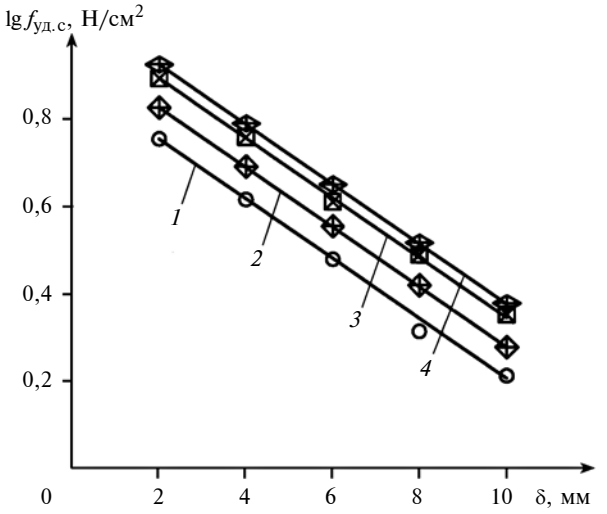


Рис. 3. Зависимости удельной силы сдвига $\lg f_{уд.с}$ от воздушного зазора δ для высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-25ДЦ групп 1 (*1*); 2 (*2*); 3 (*3*); 4 (*4*)

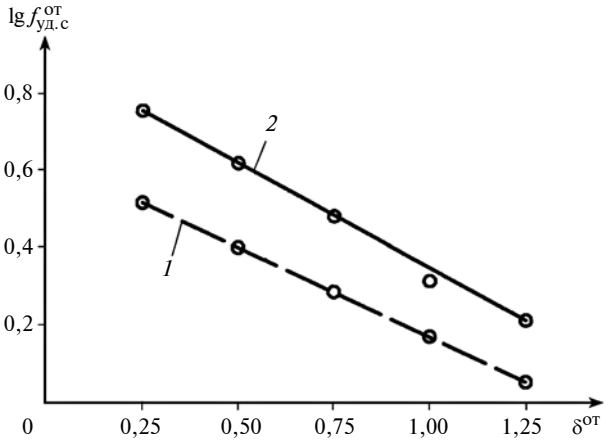


Рис. 4. Расчетная *1* и экспериментальная *2* зависимости относительной удельной силы сдвига $\lg f_{уд.с}^{от}$ от относительного воздушного зазора $\delta^{от}$ для высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ группы 1

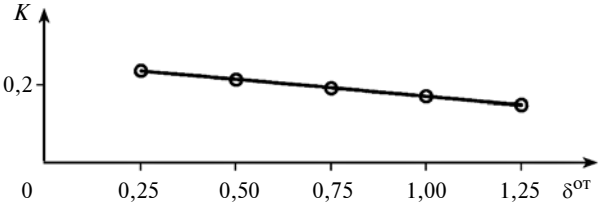


Рис. 5. Зависимость изменения поправки K от относительного воздушного зазора $\delta^{от}$ для высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ группы 1

Линейная зависимость *2* на рис. 4 описывается уравнением

$$\lg f_{уд.с.э}^{от} = \lg f_{уд.с.р}^{от} + K, \qquad (1)$$

где $f_{уд.с.э}^{от}$ — относительная экспериментальная удельная сила сдвига; K — поправка, графическая зависимость которой от $\delta^{от}$ показана на рис. 5.

Линейная зависимость на рис. 5 описывается уравнением

$$K = 0{,}2595 - 0{,}0795\delta^{от}.$$

С учетом поправки K уравнение (1) примет вид:

$$\lg f_{уд.с.э}^{от} = \lg f_{уд.с.р}^{от} + (0{,}2595 - 0{,}0795\delta^{от})$$

или

$$\lg f_{уд.с.э}^{от} = \lg f_{уд.с.р}^{от} + \lg 1{,}817 - 0{,}0795\delta^{от}. \qquad (2)$$

Упростим уравнение (2):

$$\lg\left(\frac{1{,}817 f_{уд.с.р}^{от}}{f_{уд.с.э}^{от}}\right) = 0{,}0795\delta^{от}. \qquad (3)$$

Преобразуем уравнение (3) относительно $f_{уд.с.э}^{от}$.

$$f_{уд.с.э}^{от} = 1{,}817 f_{уд.с.р}^{от} \cdot 10^{-0{,}0795\delta^{от}}. \qquad (4)$$

Умножив левую и правую части уравнения (4) на площадь S одного магнита и заменив относительные единицы на натуральные, получим уравнение

$$F_{\text{сд}} = F_x = 1{,}817F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m, \qquad (5)$$

где $F_{\text{сд}}$ — уточненная расчетная сила сдвига, Н; $F_{\text{р}}$ — расчетная сила сдвига, Н; m — число магнитов в секции магнитной системы.

Расчетная сила $F_{\text{р}}$ сдвига магнитов складывается из четырех сил взаимодействия полюсов [2]:

$$F_{\text{р}} = f_x(x, z) + f_x(x, z + 4H) - 2f_x(x, z + 2H),$$

где x, y, z — смещения (или координаты) центра нижнего полюса верхнего магнита, м (при расчете максимальной силы сдвига $x = A/2$, $y = 0$, $z = \delta$).

Уравнение расчета силы взаимодействия двух противолежащих магнитов в форме прямоугольных призм с учетом магнитопроводов имеет вид:

$$f_x = \frac{B_r^2}{8\pi\mu}\sum_{i=1}^{8}\left[t_i u_i \operatorname{arctg}\left(\frac{s_i t_i}{u_i q_i}\right) - s_i t_i \operatorname{Arth}\left(\frac{t_i}{q_i}\right) - \right.$$
$$\left. - \frac{1}{2}(t_i^2 - u_i^2)\operatorname{Arth}\left(\frac{s_i}{q_i}\right) + \frac{1}{2}s_i q_i\right], \qquad (6)$$

где s_i, t_i, u_i — приведены в табл. 1; $q_i = \sqrt{s_i^2 + t_i^2 + u_i^2}$.

Уравнения (5) и (6) справедливы для постоянных магнитов группы 1 с остаточной магнитной индукцией постоянного магнита $B_{r1} = 0{,}82$ Тл.

При расчете силы сдвига для магнитной системы с магнитами других групп (второй $B_{r2} = 0{,}92$ Тл, третьей $B_{r3} = 1{,}01$ Тл и четвертой $B_{r4} = 1{,}07$ Тл) уравнение (5) примет вид:

для группы 2

$$F_{\text{сд}} = F_x = 1{,}721F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m; \qquad (7)$$

для группы 3

$$F_{\text{сд}} = F_x = 1{,}647F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m; \qquad (8)$$

для группы 4

$$F_{\text{сд}} = F_x = 1{,}592F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m. \qquad (9)$$

При расчете силы сдвига по уравнениям (7)—(9) в уравнение (6) подставляем вместо B_{r1} соответственно B_{r2}, B_{r3} и B_{r4}.

В табл. 2 приведены результаты расчета удельной силы $f_{\text{уд.с.э}}(F_{\text{сд}}/S)$ по уравнениям (5), (7)—(9) с экспериментальными данными $f_{\text{опыт}}$ (опытными). Из данных, приведенных в табл. 2, видно, что результаты расчета и опытные данные довольно хорошо совпадают: расчетные данные не превышают опытные более чем на 3,7 %.

Как показывает опыт проектирования, изготовления и эксплуатации герметичных машин и аппаратов с магнитными системами и магнитными муфтами, воздушные зазоры δ между магнитами составляют от 3 до 7 мм. Поэтому для расчетов рекомендуется вводить в уравнения (4), (7)—(9) поправочный коэффициент 0,95, т. е.:

$$F_{\text{сд}} = F_x = 0{,}95 \cdot 1{,}817F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m;$$

$$F_{\text{сд}} = F_x = 0{,}95 \cdot 1{,}721F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m;$$

$$F_{\text{сд}} = F_x = 0{,}95 \cdot 1{,}647F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m;$$

$$F_{\text{сд}} = F_x = 0{,}95 \cdot 1{,}592F_{\text{р}} \cdot 10^{-0{,}0795(\delta/\Delta)}m.$$

Таблица 1

Значения переменных s_i, t_i, u_i

i	s_i	t_i	u_i
1	$2x + 2A$	$2y + 2B$	$2z$
2	$2x - 2A$	$2y + 2B$	$2z$
3	$2x$	$2y$	$2z$
4	$2x$	$2y$	$2z$
5	$-2x$	$-2y + 2B$	$-2z$
6	$-2x$	$-2y + 2B$	$-2z$
7	$-2x - 2A$	$-2y$	$-2z$
8	$-2x + 2A$	$-2y$	$-2z$

Таблица 2

Сравнение опытных удельных сил сдвига $f_{\text{опыт}}$ с расчетными $f_{\text{уд.с.э}}$

Определяемая величина	Значение определяемой величины при зазоре δ, мм				
	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0
Группа 1, $B_{r1} = 0{,}82$ Тл					
$f_{\text{уд.с.э}}$, Н/см^2	5,71	4,19	3,09	2,27	1,66
$f_{\text{опыт}}$, Н/см^2	5,71	4,16	3,04	2,24	1,66
$[(f_{\text{опыт}} - f_{\text{уд.с.э}})/f_{\text{опыт}}]100$, %	0	−0,72	−1,65	−1,34	0
Группа 2, $B_{r2} = 0{,}92$ Тл					
$f_{\text{уд.с.э}}$, Н/см^2	6,74	5,0	3,68	2,71	2,0
$f_{\text{опыт}}$, Н/см^2	6,73	4,95	3,62	2,66	1,93
$[(f_{\text{опыт}} - f_{\text{уд.с.э}})/f_{\text{опыт}}]100$, %	−0,15	−1,0	−1,1	−1,85	−3,63
Группа 3, $B_{r3} = 1{,}01$ Тл					
$f_{\text{уд.с.э}}$, Н/см^2	7,85	5,79	4,25	3,13	2,31
$f_{\text{опыт}}$, Н/см^2	7,84	5,77	4,12	3,13	2,29
$[(f_{\text{опыт}} - f_{\text{уд.с.э}})/f_{\text{опыт}}]100$, %	−0,13	−0,35	−3,2	0	−0,9
Группа 4, $B_{r4} = 1{,}07$ Тл					
$f_{\text{уд.с.э}}$, Н/см^2	8,53	6,32	4,48	3,4	2,5
$f_{\text{опыт}}$, Н/см^2	8,43	6,19	4,52	3,33	2,43
$[(f_{\text{опыт}} - f_{\text{уд.с.э}})/f_{\text{опыт}}]100$, %	−1,2	−2,1	+0,9	−2,1	−2,3

УДК 669.14:539.375:621.7.019

В. В. ГАЛКИН, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ), А. А. ДЕРБЕНЕВ (ОАО "НАЗ "Сокол", г. Нижний Новгород), e-mail: lumi1950@mail.ru

Влияние повреждаемости структуры при многоэтапной холодной деформации на механические свойства малоуглеродистых и борсодержащих сталей

Показано влияние повреждаемости структуры при многоэтапной холодной деформации на механические свойства малоуглеродистых и борсодержащих сталей. Проанализировано развитие дефектности в сопоставлении с обобщенными кривыми упрочнения, отражающими зависимость интенсивности напряжений от деформации. Дана оценка математической модели поэтапного накопления дефектности.

Ключевые слова: малоуглеродистая и борсодержащая стали, механические свойства, многоэтапная холодная деформация, дефектность.

The influence of structure damageability at multistage cold deformation on the mechanical properties of low-carbon and boron-containing steels is shown. The development of defects in comparison with generalized hardening curves, reflecting the dependence of stress intensity on strain, is analyzed. An assessment of the mathematical model of the stage-by-stage accumulation of defects is given.

Keywords: low carbon and boron steels, mechanical properties, multistage cold deformation, defectiveness.

В машиностроительном производстве значительное количество заготовок и изделий изготовляются многоэтапной холодной объемной штамповкой на прессах и автоматах [1]. Этапы деформирования отличаются друг от друга степенью и механической схемой деформации. Механические свойства являются структурно чувствительными характеристиками металлических материалов (в дальнейшем по тексту материалов), поэтому их изменения целесообразно анализировать с позиции процесса возникновения и развития дефектов.

В инженерных решениях повреждаемость структуры материала оценивается скалярными показателями, изменяющимися от нуля в начале деформации до единицы при разрушении, или описывается аналитическими выражениями. В настоящее время известно их значительное количество. Характеристикой повреждаемости, согласно феноменологической модели разрушения В. Л. Колмогорова [2], является показатель запаса пластичности

$$\Psi = \int_0^t B(\tau)\frac{H(\tau)}{\Gamma_{\text{пр}}(\sigma_*, ...)}\,\mathrm{d}\tau \le 1, \qquad (1)$$

где $B(\tau)$ — коэффициент, учитывающий влияние истории деформации, обычно равен единице; $\Gamma_{\text{пр}}(\sigma_*, ...)$ — зависимость предельной пластичности при данных термомеханических параметрах нагружения от показателя напряженного состояния $\sigma_* = \sigma_0/T$ (σ_0 — гидростатическое давление, T — интенсивность сдвигающих напряжений); $H(\tau)$ — интенсивность скоростей деформации сдвига.

Для условий сложного нагружения, в соответствии с моделью белорусской школы ученых [3], повреждаемость определяется выражением

$$\Pi = \sum_{i-1}^{m}\Pi_i = \sum_{i-1}^{m}\int_0^{\Gamma_i} n_i\Gamma^{\alpha_i}\,\mathrm{d}F \le 1, \qquad (2)$$

где m — число этапов деформации с разными термомеханическими параметрами; Π_i — повреждаемость материала на этапах деформации; Γ^{α_i} — степень деформации сдвига; α_i — константа материа-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

Заключение

В статье приведены выражения для расчета силы сдвига высококоэрцитивных постоянных магнитов толщиной 4 мм из сплава КС-25ДЦ редкоземельных элементов. Результаты расчетов довольно хорошо совпадают с опытными данными. Максимально расчетные данные оказались меньше опытных на 3,63 %. Полученные математические выражения дают возможность на этапе конструкторской разработки герметичного оборудования рассчитать силу сдвига постоянных магнитов в магнитной системе или магнитной муфте при использовании тонких магнитов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я.** К вопросу определения сил сдвига в магнитных системах // Труды СвердНИИхиммаша. Сер. Оборудование для оснащения технологических производств. Вып. 4(68). 1997. С. 124—127.

2. **Красильников А. Я.** Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: Монография. 4-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: УрФУ, 2012. 251 с.

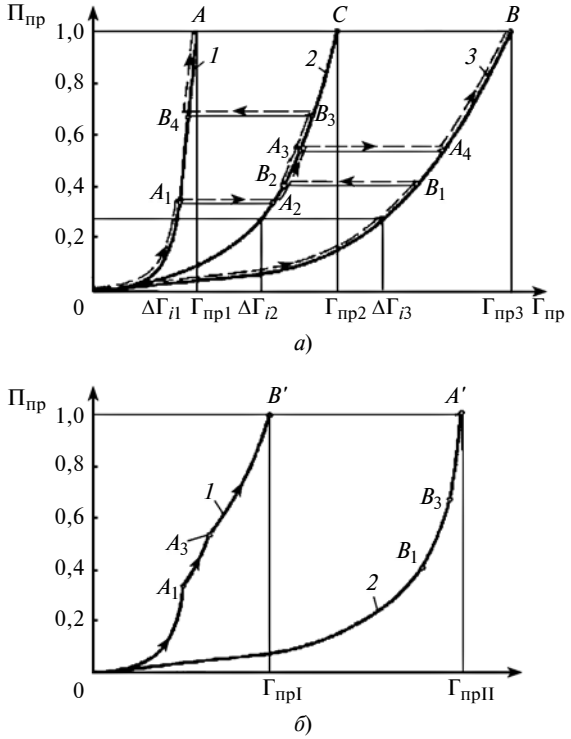


Рис. 1. Рост функции повреждаемости при монотонном деформировании (*а*) и сложном нагружении (*б*) [6]

ла, зависящая от термомеханических параметров нагружения; n_i — нормирующий множитель.

При многоэтапной деформации согласно выражению (2) повреждаемость на этапах суммируется и описывается кривой *1*, приведенной на рис. 1, *б*. Кривая строится на основании зависимостей повреждаемости при монотонном деформировании (кривые *1*, *2*, *3* на рис. 1, *а*) и разных схемах напряженного состояния, соответствующего условию $\sigma_{*1} > \sigma_{*2} > \sigma_{*3}$. Накопление повреждаемости, описываемое кривой *2* на рис. 1, *б*, соответствует предельной пластичности материала при тех же условиях нагружения.

Наряду с зависимостями (1) и (2) заслуживает внимания аналитическое уравнение связи числа N мест разрушения (микротрещин) и плотности $\rho_м$ со степенью деформации в зависимости от ее режимов, предложенное В. А. Скудновым [4]. Для холодной обработки уравнение имеет вид

$$\rho_м = \rho_{м_0} \exp\left\{\varphi(M)\varepsilon_i\left(K_1' + \frac{K_2'}{2}\varepsilon_i\right)\right\}$$

или

$$\rho_м = \rho_{м_0} \exp\left\{\rho_0(s)e^{\varphi(\nu_\sigma, \nu_D)\Pi}\varepsilon_i\left(K_1' + \frac{K_2'}{2}\varepsilon_i\right)\right\}. \quad (3)$$

Здесь $\rho_{м_0}$ — исходная плотность материала; K_1' и K_2' — коэффициенты, учитывающие соответственно переменное исходное состояние ($0 \le K_1' \le 1$) и влияние текущей деформации на распределение мест разрушения ($0 \le K_2' \le 1$); ε_i — интенсивность деформации; $\varphi(M) = e^{\varphi(\nu_\sigma, \nu_D)\Pi}$ — функция, учитывающая параметры механической схемы (M) деформации (ν_σ и ν_D — коэффициенты Лоде); $\Pi = 3\sigma_{ср}/\sigma_i$ — показатель напряженного состояния ($\sigma_{ср}$ — среднее напряжение, σ_i — интенсивность напряжений).

Анализ приведенных зависимостей применительно к многоэтапной холодной деформации позволяет отметить следующее:

повреждаемости В. Л. Колмогорова и белорусской школы ученых, описываемые соответственно уравнениями (1) и (2), характеризуются монотонным ростом и не отражают возможность уменьшения дефектов в условиях напряжений сжатия;

уравнение (3) В. А. Скуднова не определяет накопление повреждаемости в условиях многоэтапной обработки, когда при переходе от одного этапа к другому изменяется структурное состояние материала.

Выявленные неопределенности свидетельствуют об актуальности изучения структурных изменений и формирования дефектности материалов при многоэтапной холодной деформации с различными схемами напряженного состояния на этапах, что и определило цель данной работы.

Для исследований выбраны горячекатаная сталь 10 с плотностью 7,837 г/см^3 (величина зерна перлита 6 баллов, зерна феррита 8 баллов) и сталь 20Г2Р с плотностью 7,843 г/см^3 и предварительной деформацией 20 % (величина зерна перлита 4 балла, зерна феррита 6 баллов).

Технологические испытания — многооперационная холодная высадка шестигранной гайки М18 из стали 10 (рис. 2) и фланцевого болта М8-6g с головкой типа TORX из стали 20Г2Р (рис. 3).

Последовательность исследований:

математическое моделирование процессов высадки гайки М18 и болта М8, оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) материала операционных заготовок с использованием программного комплекса DEFORM-3D (рис. 4 и 5 см. обложку);

определение плотности материала послойных поперечных образцов методом гидростатического взвешивания на аналитических весах АДВ-200;

микроструктурный анализ и измерение микротвердости металла в выбранных для исследования зонах на продольных шлифах операционных заготовок.

Применение метода гидростатического взвешивания позволяет количественно оценить повреждаемость материала, так как при увеличении дефектности имеет место "разрыхление" материа-

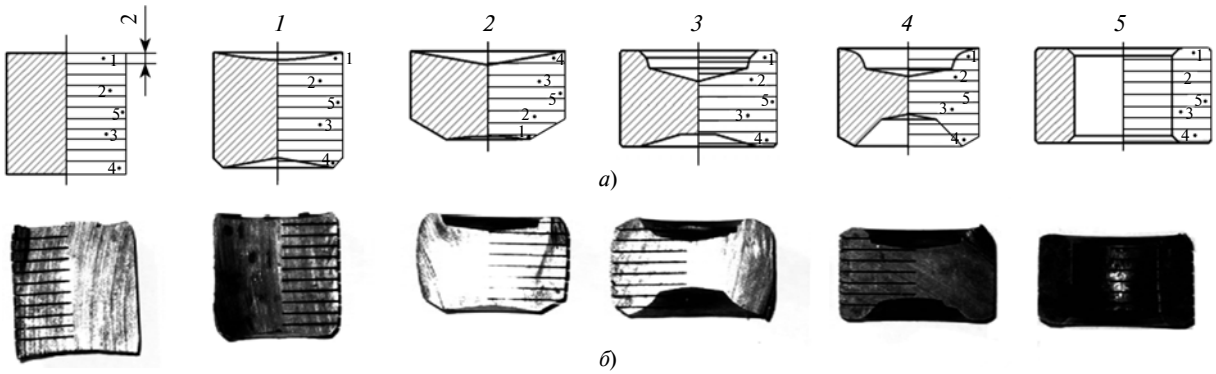


Рис. 2. Схема резки (*а*) и фотография (*б*) операционных заготовок с поперечными надрезами шестигранной гайки М18:

1 — осадка отрезанной заготовки; *2* — осадка с подформовкой; *3* — формовка предварительная; *4* — формовка окончательная; *5* — пробивка отверстия; цифры — номера исследуемых зон

ла, адекватное остаточному увеличению объема и уменьшению плотности [5].

Образцы для структурно-механических исследований и определения плотности материала изготовляли из операционных заготовок гайки и болта, которые разрезали по продольной оси на две равные части. Из одной части изготовляли шлифы для структурно-механических исследований. Другую часть разрезали послойно на образцы толщиной 1÷1,2 мм проволочной электроэрозионной резкой для определения плотности (см. рис. 2, *б*).

Для исследований выбрали зоны:

на гайке (см. рис. 2, *а*): поверхность под накатку резьбы (зоны *1* и *2*), опорные поверхности (зоны *3* и *4*), внешняя поверхность (зона *5*);

на болте (см. рис. 3, *б*): торцевая поверхность (зона *1*), поверхность контакта с постановочным

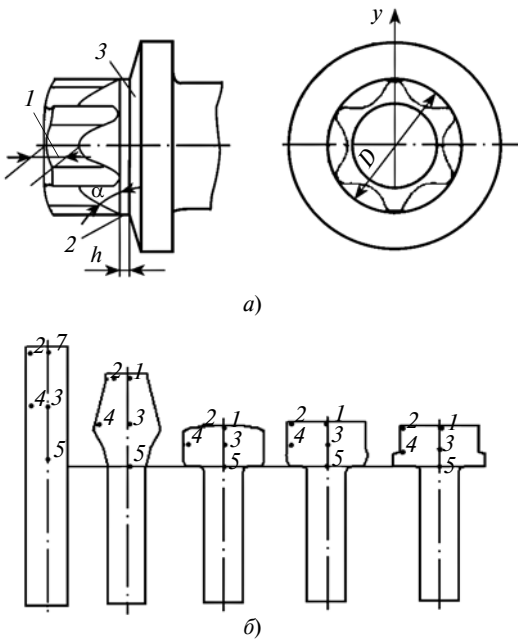


Рис. 3. Эскиз головки (*а*) и переходы высадки (*б*) болта М8-6g из стали 20Г2Р:

цифрами обозначены исследуемые зоны с учетом изменения их положения на переходах

инструментом (зоны *2* и *4*), внутренняя центральная зона (*3*), переходная поверхность от головки к стержню (зона *5*).

Структурные исследования проводили путем обработки цифровых фотографий микроструктур исследуемых зон с помощью специализированной программы для ЭВМ [6], которая подсчитывает число зерен на 1 мм^2, определяет главные напряжения, интенсивность и вид деформации. При расчете итоговой (накопительной) степени деформации e_i использовали положение Г. А. Смирнова-Аляева [7], согласно которому итоговое деформированное состояние исследуемых объемов определяется арифметическим суммированием интенсивностей деформаций на каждом из этапов, не зависимо от их вида. Это правило применительно к многоэтапной холодной высадке было подтверждено экспериментально [8]. Механические исследования включали измерение микротвердости на микротвердомере ПМТ3 с нагрузкой 0,981 Н при увеличении ×300 (для отпечатков 76÷125 мкм). В каждой зоне проводили пять замеров и рассчитывали среднее значение микротвердости.

Данные структурно-механических исследований и замеры плотности на операциях высадки гайки и болта приведены в табл. 1 и 2. Зависимости плотности от степени деформации (рис. 6 и 7) показали, что для всех исследуемых зон плотность на последней операции имела наименьшее значение, но при этом на разных операциях она изменялась немонотонно: повышение сменялось уменьшением и наоборот. Для оценки влияния разных видов дефектов на развитие повреждаемости проанализировали результаты структурно-механических исследований.

Микроструктурный анализ сталей 10 и 20Г2Р (см. табл. 1 и 2) показал незначительное изменение количества зерен и их относительного размера в исследуемых зонах операционных заготовок. Относительный размер зерна перлита стали 20Г2Р в процессе высадки болта с максимальной степенью деформации в головке 2,34 не вышел из интервала

0,92÷2,76 (см. табл. 1). Это свидетельствует об отсутствии повышения двухмерной дефектности в виде межзеренных границ. Такое своеобразие структурообразования характерно для развитой пластической деформации и косвенно указывает на то, что структурные изменения происходят не на уровне микроструктуры, а на уровне субструктуры [9].

Механические исследования показали постоянное поэтапное повышение твердости материала в исследуемых зонах операционных заготовок гайки и болта (рис. 8), что свидетельствует о его упрочнении. Согласно дислокационной теории это объясняется возрастающим затруднением движения индивидуальных дислокаций и, как следствие, повышением сопротивления пластическому деформированию. Однако, как было отмечено при микроструктурном анализе, постоянного дробления зерен не наблюдалось. Следовательно, деформационное упрочнение в соответствии с положениями развитой деформации обеспечивается движением не единичных, а групповых дислокаций на уровне субструктуры.

Таблица 1

Данные структурно-механических исследований зон операционных заготовок при высадке шестигранной гайки М18 из стали 10

Операция	Зона	ε_1	ε_2	ε_3	ν_D	ε_i	Площадь зерна, мм^2	*HV*	$\rho_м$, г/см^3
I. Осадка	*1*	0,38	−0,18	−0,2	−0,95	0,38	119	138	7,62
	2	0,67	−0,12	−0,56	−0,28	0,72	105	142	7,85
	3	0,87	−0,02	−0,85	−0,03	0,99	143	155	7,85
	4	0,52	−0,16	−0,35	−0,57	0,53	56	179	7,62
	5	0,33	0,02	−0,35	0,11	0,39	165	126	7,86
II. Осадка	*1*	0,44	−0,03	−0,42	−0,09	0,50	81	156	7,60
	2	0,43	−0,13	−0,3	−0,53	0,44	118	171	7,84
	3	0,23	−0,11	−0,35	−0,59	0,36	60	179	7,81
	4	0,47	−0,2	−0,26	−0,84	0,47	66	190	7,62
	5	0,55	0,08	−0,47	−0,23	0,59	119	136	7,82
III. Формовка предварительная	*1*	0,64	0	−0,64	0	0,74	52	189	7,80
	2	0,28	0,18	−0,46	0,71	0,46	77	195	7,82
	3	0,19	0,08	−0,28	0,53	0,28	85	181	7,82
	4	0,24	0,13	−0,36	0,63	0,37	81	204	7,80
	5	0,49	0,42	−0,91	0,90	0,91	69	183	7,83
IV. Формовка предварительная	*1*	0,91	0,29	−1,2	0,41	1,25	52	195	7,81
	2	0,12	−0,06	−0,07	−0,91	0,12	58	207	7,82
	3	0,17	0,07	−0,24	0,53	0,24	112	191	7,62
	4	0,01	0	−0,02	0,28	0,02	64	215	7,81
	5	0,24	−0,05	−0,19	−0,37	0,26	171	205	7,83

Таблица 2

Данные структурно-механических исследований зон операционных заготовок при высадке фланцевого болта М8-6g с головкой типа TORX из стали 20Г2Р

Операция — зона	Эквивалентная деформация	*HV*	Содержание перлита, %	Площадь зерна, мкм^2	Длина зерна *l*, мкм	Ширина зерна *b*, мкм	Относительный размер *m* зерна перлита
I — *1*	0	190	62,7	726	25,2	9,5	2,65
I — *3*	0,4	236	77,9	499	17,1	9,2	1,86
I — *5*	0,3	221	72,9	553	25,0	11,8	2,12
II — *1*	0,1	190	62,7	779	26,5	10,5	2,52
II — *2*	0,9	236	77,9	1137	9,2	10,0	0,92
II — *3*	1,2	254	83,8	1046	21,3	18,6	1,15
II — *4*	1,5	236	77,9	487	11,8	12,7	0,93
II — *5*	0,9	236	77,9	359	21,3	9,4	2,27
III — *1*	0,6	193	62,7	524	17,7	9,5	1,86
III — *2*	1,3	274	90,4	670	21,0	8,5	2,47
III — *3*	1,2	254	83,8	960	30,3	21,1	1,44
III — *4*	1,5	276	91,1	938	30,5	25,0	1,22
III — *5*	1,0	236	77,9	619	20,7	9,6	2,26
IV — *1*	0,9	206	68,0	748	31,7	11,8	2,69
IV — *2*	1,2	236	77,9	565	15,4	13,6	1,13
IV — *3*	1,3	254	83,8	1000	21,9	11,3	1,94
IV — *4*	1,5	254	83,8	912	22,9	20,9	1,10
IV — *5*	1,0	236	77,9	679	28,2	10,2	2,76

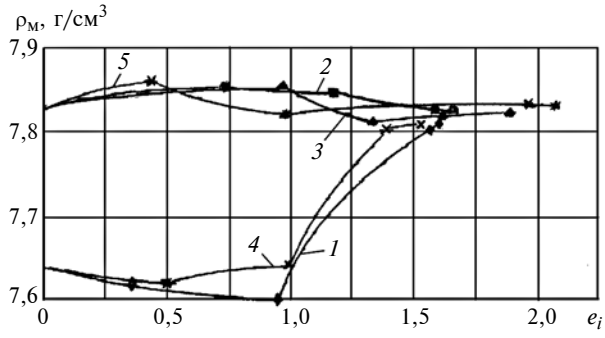


Рис. 6. Зависимости плотности $\rho_м$ стали 10 заготовок гайки М18 от степени деформации e_i исследуемых зон *1* (♦), *2* (■), *3* (▲), *4* (×) и *5* (*)

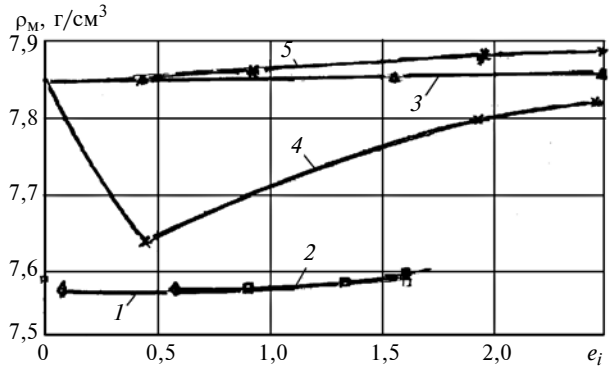


Рис. 7. Зависимости плотности $\rho_м$ стали 20Г2Р операционных заготовок болта М8-6g от степени деформации e_i исследуемых зон *1* (♦), *2* (■), *3* (▲), *4* (×) и *5* (*)

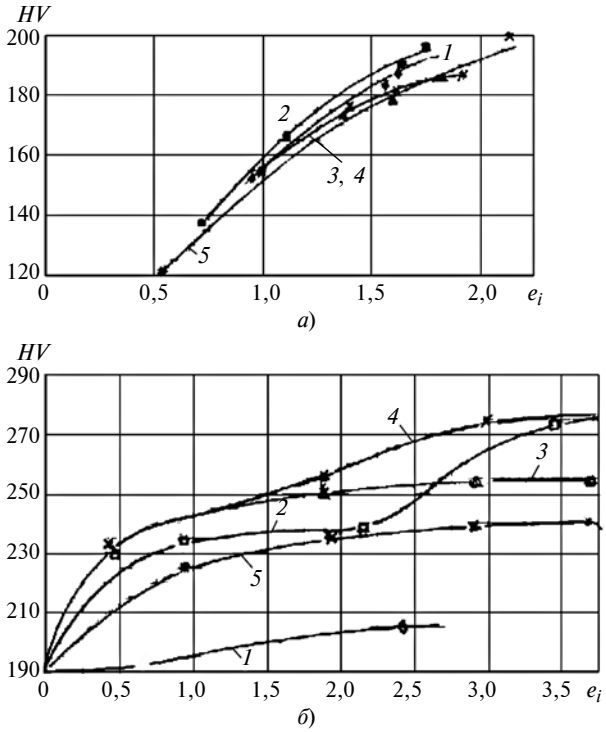


Рис. 8. Зависимости твердости *HV* от степени деформации e_i исследуемых зон *1* (♦), *2* (■), *3* (▲), *4* (×) и *5* (*) заготовок гайки М18 (*а*) и болта М8-6g (*б*)

Совместное рассмотрение немонотонного изменения повреждаемости, определяемой через замеры плотности, и постоянного вклада в нее одно- и двухмерных дефектов (дислокаций и межзеренных границ) позволяет сделать заключение о непостоянном развитии на этапах пластической обработки трехмерных дефектов в виде микротрещин и пор. Процессы их образования или "залечивания" зависят от реализуемой механической схемы деформации: напряжения сжатия уплотняют материал, а растяжения — "разрыхляют". Это подтверждает анализ напряженно-деформированного состояния материала исследуемых зон на операционных заготовках гайки (см. рис. 4, *б*) и болта (см. рис. 5, *б*), полученного математическим моделированием.

Процессы холодной высадки гаечных и болтовых изделий отличаются относительным размером исходной заготовки и применяемыми операциями. Для гаечных изделий используется заготовка, высота которой мало отличается от высоты гайки, а диаметр равен вписанному диаметру ее многогранного наружного профиля. На первой операции (см. табл. 1) осуществляется осадка заготовки с выравниванием ее торцевых поверхностей, в средней части заготовки (зоны *2*, *3* и *5*) плотность повысилась до 7,66 г/см^3 в результате всестороннего сжатия. На второй операции осадка совмещается с предварительной формовкой шестигранника и получением односторонней глухой наметки со стороны пуансона, плотность в зонах *2*, *3* и *5* уменьшилась. При последовательном получении глухих полостей на третьей и четвертой операциях напряженное состояние внутренних зон *2*, *3* и *5* характеризуется сжимающими напряжениями и значительными деформациями $e_i = 1{,}0 \div 1{,}5$, при этом плотность материала повышается до 7,805÷7,81 г/см^3. Следует отметить дефектность материала в торцевых участках исходной заготовки (зоны *1* и *4*), которые после резки втулочными ножами имели плотность ≈7,62 г/см^3, обусловленную наличием микротрещин по поверхности реза. На последующих операциях плотность зон *1* и *4* повысилась до значений, которые соизмеримы с плотностью внутренних зон *2*, *3* и *5*.

Болтовые изделия изготовляются из заготовок, диаметр которых значительно меньше диаметра головок, и, как следствие, напряженно-деформированное состояние материала в объеме заготовок характеризуется значительной пространственной неоднородностью. В начале применяются операции, обеспечивающие набор материала головки изделия. На первой операции осуществляется свободная осадка заготовки с наибольшей деформацией в ее средней части. Из всех исследуемых зон (см. рис. 3, *в*) это состояние характерно для зоны *4*, расположенной в середине боковой поверхности осаживаемой части заготовки. Измерения показали снижение плотности материала на первой опера-

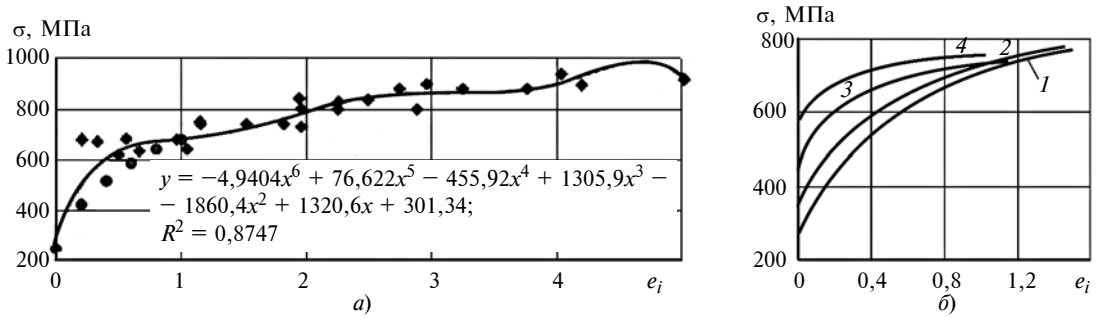


Рис. 9. Экспериментальная обобщенная кривая упрочнения стали 10 с начальным участком (кружки), соответствующим кривой упрочнения при сжатии, (*а*) и кривые упрочнения (*б*) с предварительными степенями деформации 0 (*1*), 5 (*2*), 20 (*3*) и 40 % (*4*) [13]

ции на ≈1 % — до 7,64 г/см^3, что близко к критическому значению. На второй операции заготовка осаживается в матрице, что обеспечивает деформацию зоны *4* в условиях всестороннего сжатия. Плотность материала повышается до 7,8 г/см^3. На третьей и четвертой операциях формируется наружный контур головки болта по схеме всестороннего сжатия, что выражается дальнейшим повышением плотности материала до 7,82 г/см^3 в зоне *4*. В зонах *3* и *5*, расположенных по центру объема высаживаемого участка заготовки, для всех операций характерна схема всестороннего сжатия. В зоне *3* исходная плотность 7,843 г/см^3 на операциях практически не изменялась, в зоне *5* наблюдалось небольшое повышение плотности. Торцевой участок исходной заготовки (зоны *1* и *2*) после резки имел дефекты в виде микротрещин, что отразилось низким значением плотности — 7,31 г/см^3. Однако на всех формообразующих операциях зоны *1* и *2* постоянно со всех сторон контактируют с инструментом, что блокирует развитие трещин, образовавшихся при резке проволоки.

Полученные результаты, свидетельствующие о преобладающем влиянии развития трехмерных дефектов в виде микротрещин и пор на повреждаемость, позволили уточнить ее математическое описание. Это выразилось введением в общее уравнение связи повреждаемости (плотности $\rho_м$) материала со степенью деформации — уравнение (3), поэтапного расчета дефектности с учетом изменения эффективного числа возможных мест разрушения после каждого этапа обработки:

$$\rho_м^n = \rho_{м_0} \exp\left\{\varphi(M)^{n=1}\varepsilon_i^{n=1}\left(K_1' + \frac{K_2'}{2}\varepsilon_i\right)\right\} \times$$

$$\times \exp\left\{\varphi(M)^{n=2}\varepsilon_i^{n=2}\left(K_1' + \frac{K_2'}{2}\varepsilon_i\right)\right\} \times \ldots$$

$$\ldots \times \exp\left\{\varphi(M)^{n}\varepsilon_i^{n}\left(K_1' + \frac{K_2'}{2}\varepsilon_i\right)\right\},$$

где n — номер этапа пластической деформации.

Механические свойства материалов в условиях многоэтапной холодной пластической деформации рационально оценивать с использованием обобщенных кривых упрочнения. Для стали 10 кривая приведена на рис. 9, *а*. Она построена по методике, основанной на структурно-механических исследованиях [10]. Итоговую степень деформации определяли микроструктурным методом, при этом размер зерна металла получали по цифровым изображениям микроструктуры с использованием специализированной программы ЭВМ [6]. Интенсивность напряжений рассчитывали по методу твердости, согласно которому соотношение интенсивности напряжений и твердости определяется аналитической зависимостью, не зависящей от схемы напряженного состояния, с использованием показателей механических свойств металла при линейном растяжении [11]:

$$\sigma = \sigma_т + \left[0{,}9\frac{\sigma_т}{\sigma_у}(H + H_у) \pm 1\right]^3,$$

где $\sigma_т$ — напряжение текучести; $\sigma_у$ — напряжение при предельно устойчивой деформации; H — твердость деформированного материала; $H_у$ — твердость при предельно устойчивой деформации.

К недостаткам изложенной методики построения обобщенных кривых упрочнения следует отнести отсутствие начального участка [12, 13], который рационально достраивать с использованием кривой упрочнения, полученной при стандартных испытаниях материала той же партии. Формально это допустимо, так как для стадии равномерной деформации напряжение текучести равно интенсивности напряжений, а степень относительной деформации соответствует интенсивности деформации. Экспериментально правомерность совмещения зависимостей подтверждается равными значениями твердости материала образцов при одноосном растяжении в момент образования шейки и твердости материала на шлифах пооперационных заготовок при той же степени деформации. При совмещении кривых упрочнения на одном графике

(рис. 9, *б*) следует иметь в виду, что в случае предварительной пластической обработки исходного материала изменяется его предел текучести [14].

В теории пластичности закономерности изменения механических свойств деформируемого материала, в частности деформационного упрочнения, рассматриваются с позиции развития повреждаемости структуры. Поэтому в обобщенных кривых упрочнения следует рассматривать два участка. Первый участок характеризуется интенсивным упрочнением и соответствует стадии, определяемой скольжением индивидуальных дислокаций. Очевидно, что дефектность в виде повышения плотности дислокаций (одномерные дефекты) и увеличения межзеренных границ (двухмерные дефекты) является постоянно возрастающей составляющей в общей повреждаемости при увеличении степени деформации на первой стадии. Переход ко второму участку происходит в конце интенсивного упрочнения и соответствует началу фрагментации структуры [9]. На стадии развитой деформации упрочнение описывается полиномом третьей степени:

для стали 10

$$y = -0{,}4741x^3 + 2{,}6477x^2 + 4{,}1019x + 63{,}431;$$

для стали 20Г2Р

$$y = -2{,}529x^3 - 3{,}3323x^2 + 121{,}89x + 629{,}74.$$

Анализ обобщенных кривых упрочнения с учетом совмещения кривых, полученных при статическом испытании, позволяет отметить, что максимальное напряжение, определяемое по кривой упрочнения, меньше напряжения, определяемого по обобщенной кривой упрочнения. Очевидно, что причиной этого является то, что при стандартных испытаниях в условиях растягивающих напряжений дислокационная структура не достигает максимума в силу возникновения критической трехмерной дефектности — микротрещин и микропор, приводящих к разрушению. Это указывает на то, что обобщенные кривые упрочнения по сравнению с кривыми упрочнения, полученными при стандартных испытаниях, более полно оценивают возможное деформационное упрочнение материалов.

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Структурные изменения материалов на этапах обработки характеризуются немонотонным развитием повреждаемости, о чем свидетельствует изменение плотности материала как характеристики общей дефектности.

2. Получено математическое описание накопления повреждаемости в условиях многоэтапного нагружения, представленное в виде общего уравнения связи дефектности материала со степенью деформации, в котором учитываются изменения эффективного числа возможных мест разрушения на каждом этапе обработки.

3. Дана оценка стадийности обобщенным кривым упрочнения в координатах "интенсивность напряжений — степень деформации" с позиции развития дефектности в условиях многоэтапного сложного нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ковка** и штамповка: Справочник. Т. 3. Холодная объемная штамповка. Под ред. Г. А. Навроцкого / Ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) и др. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.

2. **Колмогоров В. П.** Напряжения, деформации, разрушение. Л.: Металлургия, 1970. 229 с.

3. **Инженерная** теория пластичности / Е. М. Макушок, А. В. Белый, Д. И. Дмитрович и др. Минск: Наука и техника, 1985. 288 с.

4. **Скуднов В. А.** Предельные пластические деформации металлов. М.: Металлургия, 1989. 176 с.

5. **Новожилов В. В.** О пластическом разрыхлении // Прикладная математика и механика. 1955. Т. 29. № 4. С. 681—689.

6. **Свидетельство** о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014613502. Заявка № 2014610743 от 04.02.14 г. Зарегистрировано 27.03.14 г. Определение величины зерна для количественной оценки холоднодеформированного состояния сталей и сплавов.

7. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление металлов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 386 с.

8. **Галкин В. В., Дербенев А. А., Терещенко Е. Г.** Вопросы оценки деформации металла методами математического моделирования и экспериментальных исследований // Заводская лаборатория. 2014. № 6 (Т. 80). С. 62—65.

9. **Рыбин В. В.** Большие пластические деформации и разрушение металлов. М.: Металлургия, 1986. 224 с.

10. **Методика** расчета конечных пластических деформаций металлоизделий, изготовленных многопереходными процессами холодной объемной штамповки / В. В. Галкин, С. А. Кудрявцев, Е. Г. Терещенко, А. А. Дербенев // Заготовительные производства в машиностроении. 2012. № 9. С. 23—27.

11. **Дель Г. Д.** Определение напряжений в пластической области по распределению твердости. М.: Машиностроение, 1971. 386 с.

12. **К вопросу** построения экспериментальных зависимостей интенсивности напряжений металла от степени деформации / В. В. Галкин, С. А. Кудрявцев, Е. Г. Терещенко, А. А. Дербенев // Заготовительные производства в машиностроении. 2013. № 11. С. 23—27.

13. **Галкин В. В.** Структурно-деформационная оценка упрочнения металла в многооперационных процессах холодного деформирования // Упрочняющие технологии и покрытия. 2014. № 7. С. 27—29.

14. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

УДК 62-868:(67.05 + 66.041)

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Энерготехнологический агрегат с вибрационной подовой платформой для термообработки минерального сырья*

Разработан электрический трехмодульный печной агрегат для термообработки различного минерального сырья и, в частности, вермикулитовых концентратов. Модули агрегата содержат вибрационные подовые платформы, способные транспортировать сырье в тепловом поле модуля с регулируемым временем термообработки. Горизонтальная лепестковая компоновка агрегата решает проблему инерционных нагрузок при работе подовых платформ. Технические решения и регулировки модулей и ротационного дозатора обеспечивают точное дозирование сырья.

Ключевые слова: энерготехнологический агрегат, термообработка, минеральное сырье, ротационный дозатор.

An electric three-module furnace unit for heat treatment of various mineral raw materials and, in particular, vermiculite concentrates is developed. The unit modules contain vibrating hearth platforms, capable for transporting raw materials in the thermal field of the module with adjustable heat treatment time. Horizontal lobe arrangement of the unit solves the problem of inertial loads during operation of the bottom platforms. Technical solutions and adjustments of modules and rotary dispenser ensure accurate dosing of raw materials.

Keywords: energy technology unit, heat treatment, mineral raw materials, rotary dispenser.

В 2003 г. появилась технология электрического обжига и термоактивации вермикулитовых концентратов, конгломератов и других минеральных ресурсов природного и техногенного происхождения, которая позволила создать альтернативные огневым печам, существующим уже почти сто лет [1, 2], электрические модульно-спусковые энерготехнологические агрегаты. За четырнадцать лет их производственной эксплуатации и совершенствования были созданы конструкции печей с последовательно-параллельным сопряжением электрических модулей, а затем и печи с так называемым нулевым модулем, использующим "скрытую" эксергию зерен термообрабатываемого материала [3]. Моделирование процессов переноса лучистой энергии с учетом оптико-геометрических характеристик рабочих камер электрических модулей на движущийся поток сыпучего материала и поглощения этой энергии его зернами, а также экспериментальные исследования распределения температур в пространстве обжига позволили существенно изменить конструкцию модуля обжига и снизить тепловые потери [4].

Все это привело к уменьшению удельной энергоемкости обжига вермикулита до 150 мДж/м^3, но дальнейшее совершенствование таких печей стало уже невозможным, так как были достигнуты предельные значения их основных параметров.

Однако полученных экономических улучшений оказалось недостаточно.

Электроэнергия обходится дороже, чем энергия сжигаемого углеводородного топлива, которая используется в традиционных огневых печах. Поэтому, за исключением Иркутской области и ряда других регионов, где хорошо развита гидроэлектроэнергетика, обеспечивающая относительно дешевую электроэнергию, применение модульно-спусковых печей остается экономически невыгодным.

Новая концепция электрических печей с вибрационной подовой платформой, базирующаяся на другом принципе организации движения термообрабатываемой среды, позволяет существенно повысить их энергоэффективность [5].

Целью работы является создание рациональной конструкции трехмодульного энерготехнологического агрегата с центральным ротационным дозатором.

Устройство и работа энерготехнологического агрегата

Исследования, результаты и выводы по опытному образцу одиночного однофазного модуля печи с вибрационной подовой платформой (рис. 1), приведенные в работе [6], позволили перейти к выбору рациональной компоновки промышленного агрегата. Рассматривались вертикальная, горизонтальная продольная и "лепестковая" компоновки.

В первом варианте система подачи сырья требует сопряжения трех дозаторов с модулями обжига, а из-за значительных инерционных нагрузок, возникающих при колебаниях подовых платформ, необходимы жесткий корпус и массивный фундамент, что существенно усложняет конструкцию в целом.

Горизонтальная компоновка не обходится без трех дозаторов и не снимает проблему инерционных нагрузок, действующих в данном варианте синфазно из-за единой рамы трех подовых платформ.

* Работа поддержана грантом ФГБУ "Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере". Договор № 1243 ГС 1/21693.

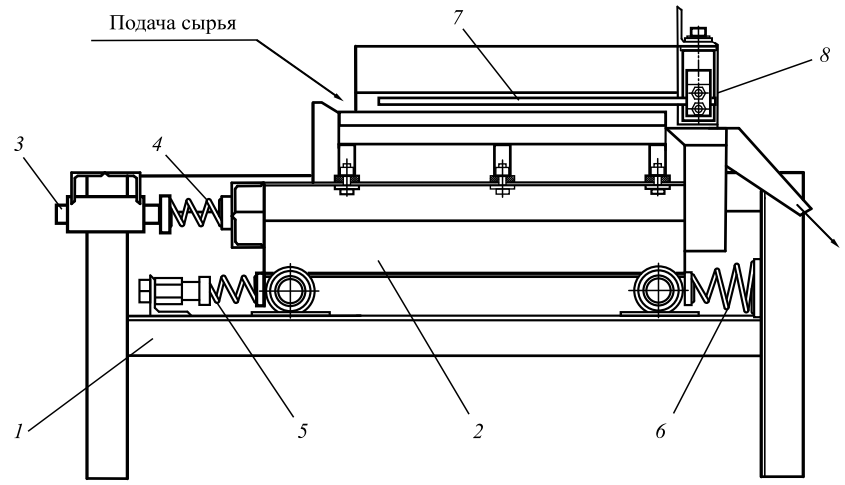


Рис. 1. Однофазный модуль с вибрационной подовой платформой:
1 — рама; *2* — платформа; *3* — толкатель; *4* — пружина толкателя; *5* и *6* — пружины платформы; *7* — нагреватели; *8* — крепежная головка

"Лепестковая" компоновка, показанная на рис. 2 и 3, значительно проще по конструкции, так как обеспечивается одним дозатором, а вследствие фазового сдвига, равного 120°, между пиковыми значениями инерционных нагрузок подовых платформ обнуляется результирующий эффект, поэтому вся конструкция может вообще не иметь фундамента при наличии общей рамы.

Энерготехнологический агрегат (см. рис. 2) содержит три однофазных модуля *1*, собранных на единой раме. В состав каждого модуля (см. рис. 1) входят вибрационные подовые платформы *2*, толкатели *3* с пружинами *4*. Платформы установлены на роликах в направляющих рамы между пружинами *5* и *6*.

Нагревательная система модулей состоит из полосовых нагревательных элементов *2* (см. рис. 2), выполненных из нихрома и установленных на ребро под термокрышками *3* продольно движению платформ. С помощью специальных крепежных головок *4* выдерживаются параллельность нагревателей и постоянство расстояния между отдельными полосами.

Опыт эксплуатации электрических модульно-спусковых печей показал, что даже при нагреве до температуры 1000÷1100 °С нагреватели практически не провисают под воздействием собственного веса, если длина их консольной части не больше 400÷450 мм [3]. Поэтому регулируемый зазор между плитой *1* (см. рис. 3) и нагревателями *2* является постоянным по длине.

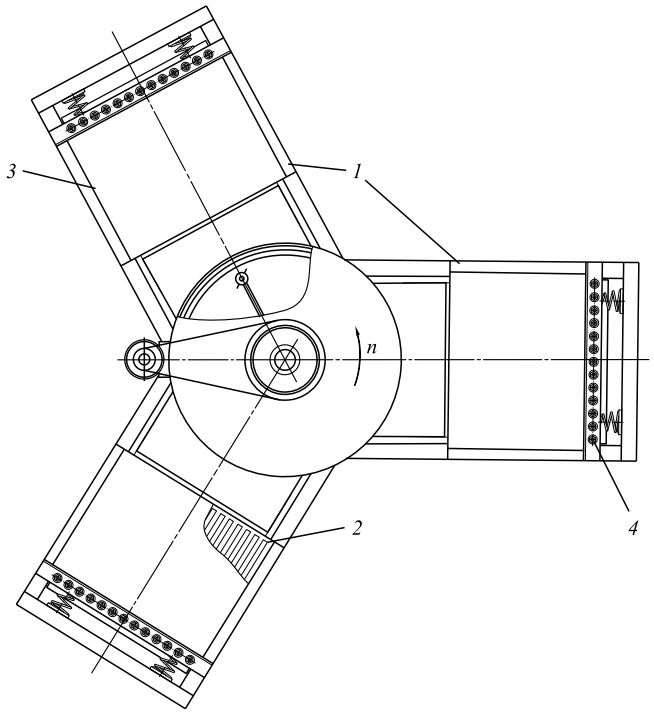


Рис. 2. "Лепестковая" компоновка энерготехнологического агрегата с ротационным питателем (вид сверху)

Динамические, конструктивные и эксплуатационные характеристики агрегата

При запуске электродвигателя *3* (см. рис. 3) крутящий момент через клиноременную передачу передается валу подшипникового узла *4*. Эксцентрик *5*, сжимая пружины *6*, создает вынужденные колебания платформ с относительным фазовым сдвигом 120° (≈2,093 рад). Достоинством "лепестковой" схемы компоновки энерготехнологического агрегата является его динамическая уравновешенность. Если считать, что нелинейные искажения, вносимые коническими пружинами, не существенны, как это было показано в работе [6], то можно представить силы инерции как гармонические функции времени [7]:

$$\Phi_1 = mA\omega^2\cos\omega t;$$

$$\Phi_2 = mA\omega^2\cos(\omega t + 2{,}093);$$

$$\Phi_3 = mA\omega^2\cos(\omega t + 4{,}186),$$

где m — масса подовых платформ, кг; A — амплитуда их колебаний, м; ω — угловая частота вращения вала эксцентрика, рад/с.

При $\omega t = 0$ силы инерции на первой, второй и третьей платформах соответственно составляют:

$$\Phi_1 = -mA\omega^2; \quad \Phi_2 = +0{,}5mA\omega^2; \quad \Phi_3 = +0{,}5mA\omega^2,$$

а их равнодействующая (рис. 4) определится выражением:

$$R = mA\omega^2(-1 + 0{,}5\cos 60^\circ + 0{,}5\cos 60^\circ) = -0{,}5mA\omega^2.$$

При $\omega t = 45^\circ$ силы инерции, как и их равнодействующая, изменяются:

$$\Phi_1 = -0{,}707mA\omega^2; \quad \Phi_2 = +0{,}97mA\omega^2;$$

$$\Phi_3 = -0{,}259mA\omega^2;$$

$$R = mA\omega^2(-0{,}707 + 0{,}97\cos 60^\circ - 0{,}259\cos 60^\circ) = -0{,}352mA\omega^2.$$

На рис. 4 представлена векторная интерпретация получения равнодействующей сил инерции. При $\omega t = 0$ имеет место только несбалансированность по оси *y* (см. рис. 4, *а*). При $\omega t = 45^\circ$ равнодействующая имеет две составляющие — по осям *x* и *y*.

Очевидно, что и при любых других значениях текущей фазы ωt равнодействующая будет меньше максимальной в данный момент силы инерции, но сбалансированности сил инерции подовых платформ нет.

Полная балансировка при "лепестковой" схеме компоновки агрегата может быть достигнута, если на вал подшипникового узла *4* (см. рис. 3) насадить три эксцентрика с относительным фазовым смещением 120°, которые обеспечат синфазные колебания всех трех платформ при нулевой равнодействующей сил инерции.

Колебательное движение подовых платформ создает однонаправленное пульсирующее движение термообрабатываемой сыпучей среды в тепловом поле, создаваемом раскаленными до температуры 750÷800 °С нагревательными элементами. Если средняя скорость движения частиц такова, что время теплового воздействия на материал составляет 2,8÷3,0 с, то, например, вермикулитовый концентрат размерностью 2÷5 мм полностью вспучивается. Эти данные многократно подтверждены опытом производственной эксплуатации электрических модульно-спусковых печей [8].

При термоактивации других сыпучих минералов или при обжиге вермикулита другой размерной группы можно изменять режим термообработки, регулируя зазор между плитой *1* и нагревателями *2* (см. рис. 3), изменяя температуру нагревателей и управляя скоростью движения материала изменением угловой частоты вращения ω вала эксцентрика, что требует согласования подачи исходного сырья дозатором *7* с производительностью модулей.

Ротационный дозатор, используемый при "лепестковой" компоновке, существенно упрощает конструкцию энерготехнологического агрегата. Он содержит бункер *8*, совмещенный с трубчатым ротором *9*, расположенным в подшипниковом узле *10*. На роторе закреплены лопасти *11*, а внутри дозатора соосно ротору на стойках *12* закреплен стальной цилиндр *13*.

При запуске мотор-редуктора *14* начинается вращение ротора, его лопасти *11* захватывают и сбрасывают сырьевой материал из конуса *15*, образованного частицами материала на выходе из нижней части цилиндра *13*, через дугообразные прорези в днище (рис. 5). Далее сырье через лотки *16* (см. рис. 3) поступает на поверхности плит подовых платформ и движется уже под действием вибрации в тепловом поле электрических нагревате-

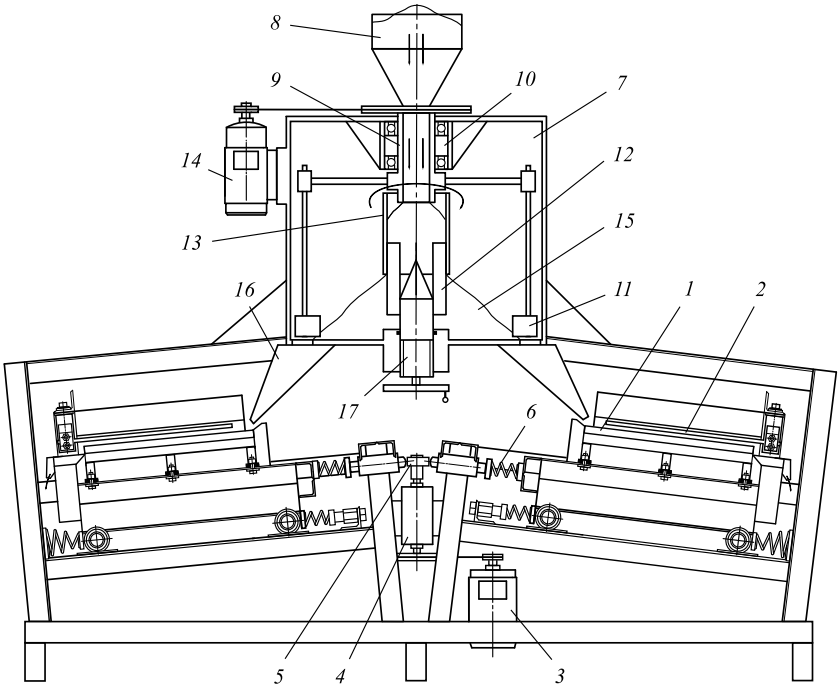
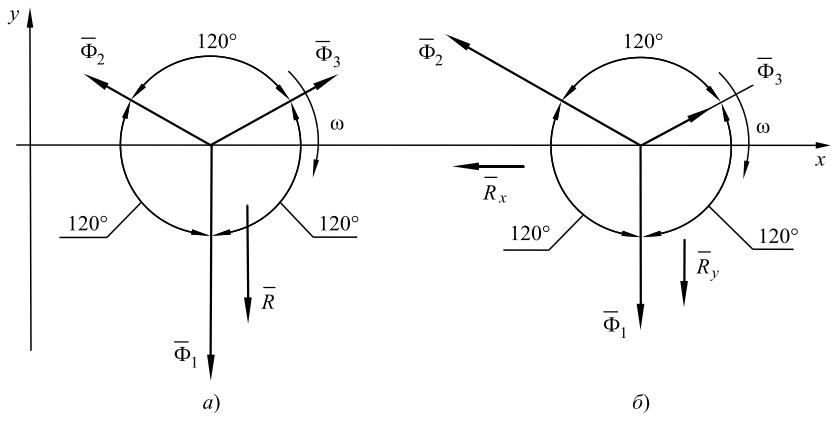


Рис. 3. Энерготехнологический агрегат с центральным ротационным дозатором и общим приводом платформ (модули условно развернуты на 180°)



а) *б*)

Рис. 4. Векторное представление равнодействующей сил инерции

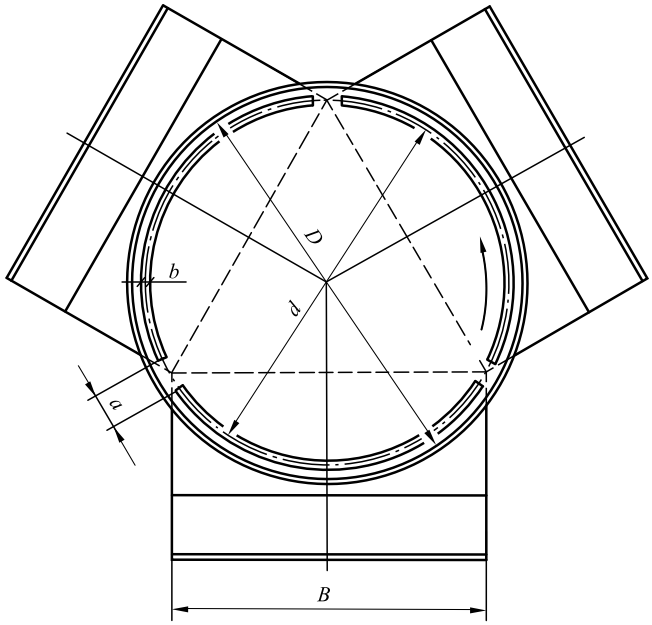


Рис. 5. Вид сверху на дно дозатора

лей *2*. Бункер *8* по мере его опорожнения и выхода материала из конуса *15* периодически пополняется новым сырьевым материалом.

На рис. 5 дан вид сверху на днище дозатора и обозначены его основные размеры: внутренний диаметр D корпуса, средний диаметр d дугообразных прорезей в днище, ширина b прорезей, ширина B лотков и перемычка a, отделяющая прорези одного лотка от другого. Чтобы у стенок не накапливался сырьевой материал, отношение $(D - d)/2$ должно быть минимизировано. Размер a перемычки также должен быть минимальным, чтобы порции материала, снимаемые с этих участков, не оказывали существенного влияния на его распределение по ширине B лотков.

Подачу сырья в модули можно регулировать изменением частоты вращения ротора дозатора или путем изменения размеров конуса *15* (см. рис. 3). Для этого цилиндр *13* через стойки *12* закреплен на стальном конусе с винтовой передачей *17*. При втором способе регулирования изменяется расстояние по вертикали от нижней части цилиндра *13* до днища дозатора *7*, что особенно важно при переходе от одного вида сырья к другому, так как углы естественного откоса у разных минералов отличаются.

Применительно к вермикулитовым концентратам материальный баланс по сырью, поступающему из дозатора, и по вспученному вермикулиту, выходящему из модулей энерготехнологического агрегата, можно записать в виде равенства

$$П_д \cdot к_в = П, \qquad (1)$$

где $П_д$ — часовая массовая производительность дозатора, кг/ч; $к_в$ — коэффициент вспучивания, м^3/кг; П — часовая объемная производительность по вспученному материалу, м^3/ч.

В соответствии со схемой на рис. 6 объем вермикулитового концентрата, подаваемый дозатором за один оборот вала, составит, м^3:

$$V_о = 0{,}5ce2\pi(R - 0{,}25c)m, \qquad (2)$$

где $0{,}5ce$ — площадь заштрихованной области, примерно равная половине площади лопасти; c и e — размеры лопасти; $(R - 0{,}25c)$ — радиус вращения центра тяжести заштрихованной области; m — число лопастей.

Тогда массовая производительность дозатора составит, кг/ч:

$$П_д = \rho V_о n 3600, \qquad (3)$$

где ρ — насыпная плотность концентрата, кг/м^3; n — частота вращения ротора, с$^{-1}$.

Объемная производительность трехмодульного агрегата по вспученному вермикулиту составляет [3], м^3/ч:

$$П = 3\frac{V_\Sigma 3600}{t(1-k)}, \qquad (4)$$

где V_Σ — суммарный объем всех зерен вермикулита во вспученном состоянии, находящихся одномоментно на подовой платформе, м^3; k — коэффициент пористости вспученного массива ($\approx$0,365) [3]; t — время движения материала по подовой платформе, за которое он успевает вспучиться, с.

При размерах плиты подовой платформы $B \times A$, м, и среднем условном диаметре $D_с$, мм, вспученных зерен, суммарный объем V_Σ определяется выражением:

$$V_\Sigma = \frac{1}{6}\pi D_с^3 i_1 i_2, \qquad (5)$$

где i_1 и i_2 — числа зерен соответственно по ширине B и длине A подовой платформы, определяемые отношениями:

$$i_1 = B/D_с; \quad i_2 = A/D_с. \qquad (6)$$

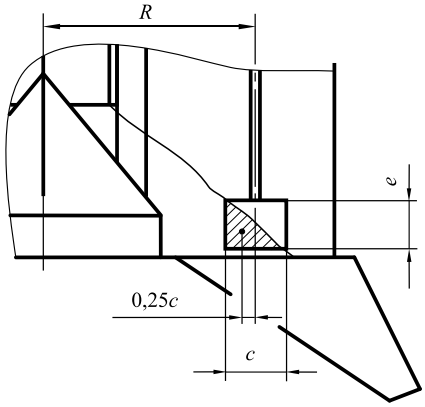


Рис. 6. Схема к расчету производительности ротационного дозатора

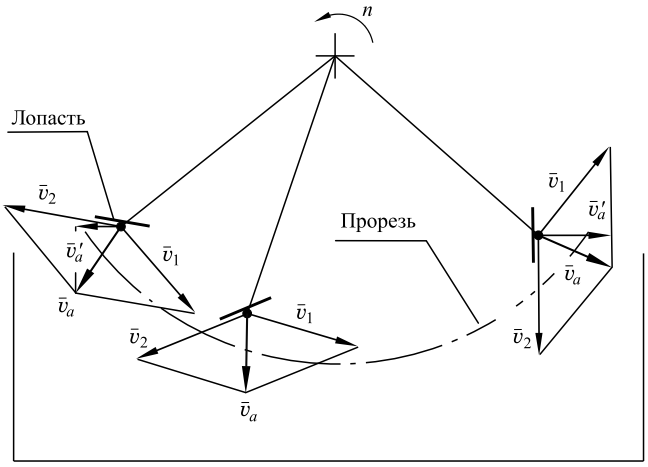


Рис. 7. Векторы скоростей частиц сырьевого материала при их выходе через прорезь в лоток

Подставив выражения (6) в формулу (5), а затем — в формулу (4), получим, м^3/ч:

$$\Pi = \frac{1}{2}\pi\frac{D_c AB}{t(1-k)}3600. \qquad (7)$$

Подставляя в выражение (1) формулу (3) с учетом формулы (2) и приравнивая к выражению (7), получим окончательное уравнение:

$$\rho n \kappa_в ce(R - 0{,}25c)m = \frac{1}{2}\frac{D_c AB}{t(1-k)}, \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (8)$$

из которого, задавшись, например, размерами и числом лопастей, можно определить частоту n, с$^{-1}$, вращения ротора, при которой подача ротационного дозатора будет соответствовать производительности трехмодульного энерготехнологического агрегата.

Для не вспучивающихся минералов в левой части уравнения (8) будет отсутствовать коэффициент $\kappa_в$ вспучивания.

Наиболее рациональной следует считать конструкцию ротационного дозатора с большим числом лопастей (6÷10 шт.) при малой частоте вращения ротора (0,25÷0,5 с$^{-1}$). Этот вывод следует из рассмотрения соотношений переносной скорости v_1 частицы материала, равной окружной скорости лопасти, и скорости v_2 частицы относительно лопасти (рис. 7). Их примерное равенство возможно при наклоне лопастей под углом ≈45° к радиусу корпуса дозатора и оптимально выбранной частоте n вращения ротора. В этом случае, хотя положение вектора абсолютной (результирующей) скорости v_a и изменяется, только в крайних левом и правом положениях образуется заметная поперечная к лотку и подовой платформе составляющая v'_a. Но стенки лотков ограничат поперечные движения частиц, а трение при значительной их длине выровняет скорости частиц к моменту их выпадения на поверхности подовых платформ.

Таким образом, задавшись числом лопастей и выбрав частоту вращения ротора, при которой $v_1 \approx v_2$, можно, используя уравнение (8), определить размеры c и e лопастей.

Радиус R вращения (см. рис. 6) находится в зависимости от ширины B подовой платформы и может быть задан соотношением

$$R = (0{,}6 \div 0{,}65)B.$$

Выводы

Трехмодульный энерготехнологический агрегат для термоактивации минерального сырья и обжига вермикулитовых концентратов, выполненный по "лепестковой" компоновочной схеме, является наиболее рациональной конструкцией из всех возможных вариантов компоновочных решений. Работа его подовых платформ обеспечивается одним приводом, что автоматически синхронизирует их колебания и создает одинаковые режимы транспортирования сыпучих минералов в тепловом поле модулей с одинаковыми средней скоростью и временем термообработки. Он минимизирует динамическую несбалансированность подовых платформ или вообще устраняет дисбаланс сил инерции платформ (в зависимости от конструктивного решения подшипникового узла эксцентрикового привода).

"Лепестковая" компоновка агрегата позволяет обойтись одним центральным ротационным дозатором, способным распределять равные порции сырьевого материала по модулям с возможностью управления своей массовой производительностью. Этим обеспечивается материальный баланс по сырью, поступающему из дозатора, и по вспученному вермикулиту (или иному материалу), выходящему из модулей.

Возможность регулирования средней скорости движения частиц по платформе изменением частоты вынужденных колебаний (а следовательно, и амплитуды виброускорения $A\omega^2$) позволяет управлять продолжительностью процесса термообработки в зависимости от вида материала и размеров его зерен.

Возможности управления ротационным дозатором обеспечиваются изменением частоты вращения ротора, а также изменением размеров конуса сырьевого материала, выходящего из внутреннего цилиндра дозатора, высота положения которого может регулироваться винтовой передачей.

Таким образом, технические решения, заложенные в энерготехнологическом агрегате "лепестковой" компоновки, регулировочные возможности модулей и ротационного дозатора позволяют получить машину простой конструкции и точно дозировать подачу сырьевых материалов на термообработку, обеспечивая при этом ее максимальную производительность.

УДК 620.179.14

А. С. РЕШЕНКИН, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: reshenkin@list.ru

Особенности применения магнитошумовой диагностики конструкций

Исследовано влияние температуры окружающей среды и толщины защитных покрытий на информативные параметры магнитного шума при диагностике стальных конструкций. Показана возможность применения магнитошумового неразрушающего контроля для оценки текущего состояния силовых элементов конструкций в чрезвычайных ситуациях на месте их эксплуатации при любых температурах.

Ключевые слова: сталь, диагностика, лакокрасочное покрытие, температура, окружающая среда.

The influence of environmental temperature and thickness of protective coatings on the informative parameters of magnetic noise in the diagnosis of steel structures is studied. The possibility of application of magnetic noise nondestructive testing to assess the current state of the primary structural elements in emergency situations at the place of their operation at any temperature is shown.

Keywords: steel, diagnostics, paint coat, temperature, environment.

Одним из стратегических ресурсов развития общества является использование информации. При этом информация о техническом состоянии оборудования имеет первостепенное значение для обеспечения надежности, безопасности и экономической эффективности сложных систем.

Сегодня появляются все более конструктивно сложные и чрезвычайно опасные для обслуживающего персонала и окружающей среды технические системы, повышение надежности которых становится все более актуальным.

Одним из методов обеспечения надежности конструкций разного технологического оборудования на всех этапах жизненного цикла является неразрушающий контроль. Как правило, при эксплуатации оборудования применяемые методы и сроки технического освидетельствования регламентируются нормативно-технической документацией. Требования к безопасной эксплуатации оборудования на разных этапах жизненного цикла многократно возрастают с повышением его сложности.

Для выполнения этих требований следует иметь точную информацию о текущем техническом состоянии технологического оборудования с целью принятия своевременных мер по устранению возникающих дефектов и предупреждению неисправностей, непосредственно влияющих на безопасность обслуживающего персонала. Поэтому при возникновении нештатных ситуаций необходимо получить оперативную информацию о текущем состоянии металлоконструкции для решения вопроса возможности дальнейшей эксплуатации. При этом диагностируемая конструкция имеет температуру окружающей среды и, как правило, защитное лакокрасочное покрытие, если она находится вне помещения. Выбрали магнитошумовой метод неразрушающего контроля, основанный на регистрации

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обжиг** вермикулита / Я. А. Ахтямов, В. С. Бобров, Г. В. Геммерлинг и др. М.: Стройиздат, 1972. 54 с.

2. **Подоляк Ф. С.** Сравнительная эффективность печей для обжига вермикулита // Строительные материалы. 1973. № 7. С. 9—11.

3. **Нижегородов А. И., Звездин А. В.** Энерготехнологические агрегаты для переработки вермикулитовых концентратов. Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2015. 250 с.

4. **Нижегородов А. И.** Исследование теплопереноса в электрических модульно-спусковых печах для обжига вермикулита с учетом свойств поглощающей среды // Огнеупоры и техническая керамика. 2014. № 11/12. С. 29—36.

5. **Нижегородов А. И.** Новая концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала // Вестник машиностроения. 2016. № 12. С. 21—25.

6. **Нижегородов А. И.** Исследование механизма подачи сыпучих материалов энерготехнологического агрегата для обжига минерального сырья // Вестник машиностроения. 2018. № 9. С. 3—8.

7. **Вибрации** в технике: Справочник в 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

8. **Нижегородов А. И.** Опыт эксплуатации электрических модульно-спусковых печей различных модификаций для обжига вермикулитовых концентратов // Огнеупоры и техническая керамика. 2014. № 9. С. 27—34.

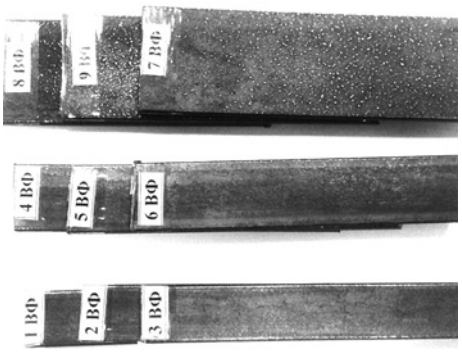


Рис. 1. Диагностируемые образцы

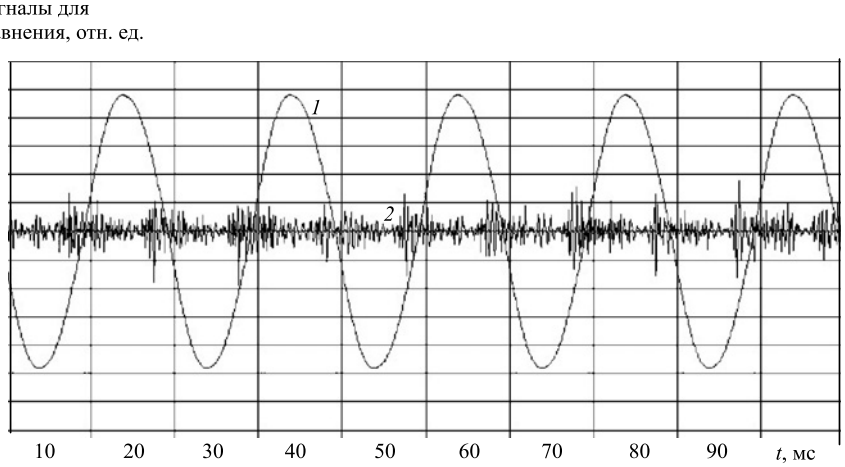


Рис. 2. Пример наблюдения тока индуктора (линия *1*) и скачков (линия *2*) Баркгаузена (дифференциальный режим)

скачков Баркгаузена при возникающем взаимодействии переменного электромагнитного поля с ферромагнитным материалом конструкции [1—4].

Таким образом, целью настоящей работы стала оценка влияния температуры окружающей среды и толщины защитного лакокрасочного покрытия на информативные параметры магнитного шума.

В качестве диагностируемых образцов использовали стальной горячекатаный прокат из углеродистой стали обыкновенного качества (ГОСТ 535—2005, ГОСТ 380—2005, ГОСТ 103—2006, ГОСТ 7566—94) производства ПАО "АРСЕЛОРМИТТАЛ КРИВОЙ РОГ". Образцы полос имели толщину 4 мм и ширину 40, 25 и 20 мм (рис. 1). Выбор образцов для испытаний обусловлен тем, что большинство силовых конструкций изготовляются именно из этих конструкционных материалов.

Измерения проводили на экспериментальной установке, реализующей магнитошумовой метод контроля [5, 6], которая позволяет проводить исследования в двух режимах:

дифференциальном — исследование скачков Баркгаузена. Сигнал катушки измерительного датчика подвергается спектральной обработке;

интегральном — исследование зависимости выходного сигнала катушки измерительного датчика от напряженности переменного магнитного поля индуктора (или тока в катушке). Исследования осуществляются без предварительной спектральной обработки сигнала.

На рис. 2 приведен пример наблюдения тока индуктора и скачков Баркгаузена при дифференциальном режиме.

В случае интегральных исследований регистрируются две кривые: выходного сигнала катушки измерительного датчика и тока индуктора (рис. 3). Кривая тока индуктора является своего рода опорной кривой и мало зависит от состояния материала исследуемого образца. Выходной сигнал катушки измерительного датчика, напротив, очень чувствителен к изменению состояния материала образца.

Для повышения информативности исследований удобно представить выходной сигнал катушки измерительного датчика и ток индуктора в виде 2D-графика. Это позволяет графически получить функциональную связь регистрируемых данных и повысить информативность исследований. На рис. 4

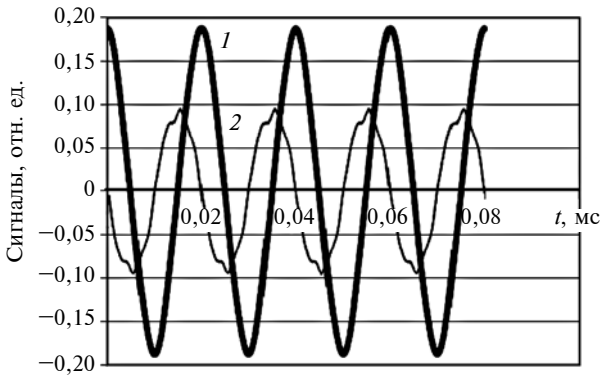


Рис. 3. Взаимосвязь тока индуктора (линия *1*) и выходного сигнала катушки измерительного датчика (линия *2*)

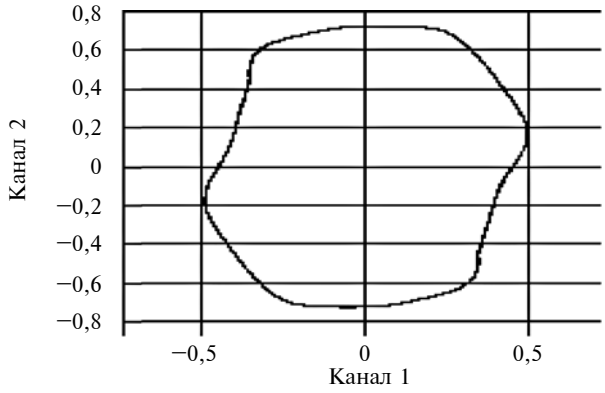


Рис. 4. Связь выходного сигнала катушки измерительного датчика с током индуктора, представленная 2D-графиком

приведен 2D-график связи выходного сигнала катушки измерительного датчика с током индуктора.

При решении поставленных задач использовали интегральный метод исследования. На первом этапе регистрировалась интегральная характеристика диагностируемых образцов без покрытия, которые затем нагревали до температур от −15 до 55 °С. На рис. 5 представлены результаты измерений. Исследования показали, что в этом диапазоне температур не наблюдаются характерные изменения магнитного шума и тока индуктора. Этот факт позволяет сделать вывод о возможности применения магнитошумового метода неразрушающего контроля при разных температурах внешней среды.

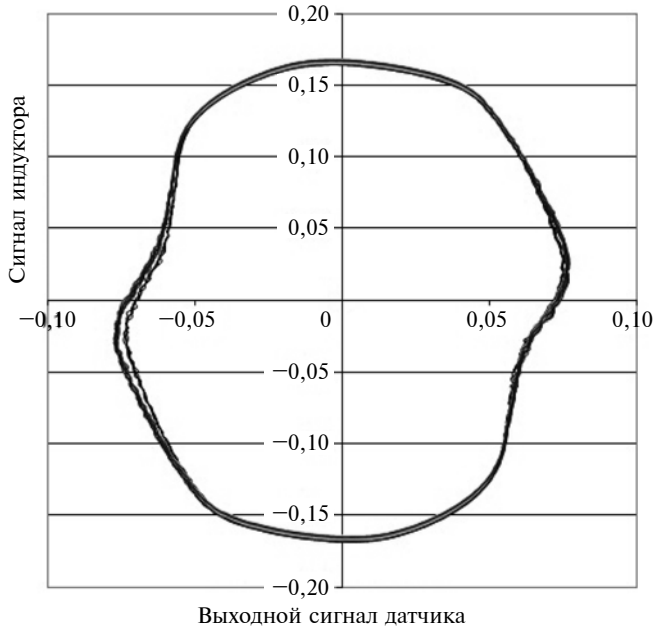


Рис. 5. Измеренные интегральные характеристики образца при температурах от −15 до +55 °С:

наложение кривых говорит о том, что температура образца не влияет на результаты измерений

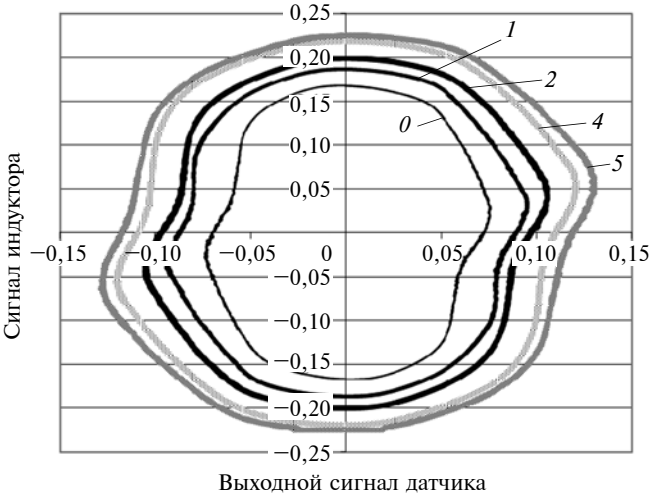


Рис. 6. Интегральная характеристика магнитного шума при изменении толщины ЛКП

На втором этапе на образцы наносили пять слоев (*0—5*) лакокрасочного покрытия (ЛКП) с сушкой между нанесениями слоев. Толщину всех слоев измеряли электронным толщиномером CHY 115 и регистрировали интегральную характеристику магнитного шума. Результаты измерений приведены на рис. 6: толщина без ЛКП (линия *0*), толщина первого слоя 0,361 мм (линия *1*), толщина двух слоев — 0,636 мм (линия *2*), четырех слоев — 1,378 мм (линия *4*) и пяти — 1,732 мм (линия *5*). Исследования показали явно выраженную связь между информативными параметрами магнитошумового метода неразрушающего контроля и толщиной лакокрасочного покрытия.

Функциональную связь выходного сигнала катушки измерительного датчика с током индуктора математически можно описать, например, полиномиальной зависимостью, т. е. получить аналитическое выражение для корректирующих коэффициентов, учитывающих толщину лакокрасочных покрытий. Это может стать основанием для диагностирования изменения состояния материала ферромагнитных конструкций, например, прочности, поврежденности и др.

Таким образом, проведенные исследования показали возможность применения магнитошумового метода неразрушающего контроля для оперативной оценки текущего состояния ферромагнитных конструкций в случае возникновения нештатных ситуаций на месте их эксплуатации и при любых температурных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Решенкин А. С., Кочковая Н. В., Тихомиров Д. А.** Характеристика и эффективность применения методов неразрушающего контроля состояния технологического оборудования различного назначения // Инновационные процессы в науке, экономике и образовании: теория, методология, практика: Монография. Пенза, 2017. С. 166—177.
2. **Решенкин А. С.** Магнитошумовой контроль ферромагнитных деталей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 3. С. 82—87.
3. **Решенкин А. С.** Оперативная оценка технического состояния ферромагнитных конструкций // Контроль. Диагностика. 2005. № 4. С. 22.
4. **Бабков В. В., Решенкин А. С.** Моделирование процессов диагностирования ферромагнитных конструкций магнитошумовым методом неразрушающего контроля // Контроль. Диагностика. 2008. № 4. С. 17—21.
5. **Решенкин А. С.** Контроль состояния кузова автомобиля // Контроль. Диагностика. 2004. № 9. С. 18.
6. **Решенкин А. С., Тихомиров Д. А.** Способ контроля состояния прочности силовых конструкций // Теоретическая и прикладная наука. 2015. № 10. С. 45—49.

УДК 539.4

А. С. ГУСЕВ, д-р техн. наук, С. В. БУДА-КРАСНОВСКИЙ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
С. А. СТАРОДУБЦЕВА, канд. техн. наук (Московский автомобильно-дорожный ГТУ), e-mail: BKSV@BMSTU.RU

Статистическое определение характеристик сопротивления усталости

Предложена методика испытания металлов на сопротивление усталости при циклических воздействиях, основанная на построении и аналитическом статистическом описании кривых усталости — зависимостей числа циклов до разрушения от напряжений. Рассеяние числа циклов до разрушения описывается трехпараметрическим распределением Вейбулла с использованием наименьших гарантированных значений.

Ключевые слова: металл, усталость, надежность, статистическая механика, распределение Вейбулла, вероятность, разрушение, кривая усталости.

A methodic of metals testing for fatigue resistance under cyclic actions, based on the construction and analytical statistical description of fatigue curves -dependences of the number of cycles to failure on stresses, is proposed. Scattering of the number of cycles to failure is described by the three-parameter Weibull distribution using the lowest reliability values.

Keywords: metal, fatigue, reliability, statistical mechanics, Weibull distribution, probability, failure, fatigue curve.

Предложена новая методика вероятностного осмысления и анализа результатов испытаний металлов на сопротивление усталости при циклических воздействиях. В основу этой методики положено представление о возможности построения и аналитического описания в статистическом аспекте кривых усталости — зависимостей числа циклов до разрушения от уровней амплитуд напряжений. Исходные результаты испытаний, представленные в декартовых координатах, перестраиваются в двойные логарифмические координаты и в этих координатах описываются простыми линейными зависимостями. Их параметры вычисляются методом наименьших квадратов.

Статистическое рассеяние числа циклов до разрушения описывается трехпараметрическим распределением Вейбулла по их наименьшим гарантированным значениям. Полученное семейство кривых усталости, соответствующих разным вероятностям, позволяет при фиксированных значениях чисел циклов до разрушения определять рассеяние значений пределов выносливостей и условных пределов выносливостей.

Результаты исследования позволяют прогнозировать ресурс конструкций с большей, чем ранее, достоверностью.

В первом приближении характеристики сопротивления усталости определяли для небольшого числа (шесть-семь) малых по объему шлифованных образцов металла при испытаниях до разрушения гармоническим воздействием с разными амплитудами напряжений $\sigma = \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \ldots$ (рис. 1, *а*). Для каждого напряжения определяли число циклов до разрушения $N_1(\sigma_1)$, $N_2(\sigma_2)$, ..., $N_n(\sigma_n)$ и строили зависимость $N = N(\sigma)$ (рис. 1, *б*), на которой точками показаны результаты испытаний, а линией — ожидаемая кривая усталости $N = N(\sigma)$. При испытаниях наибольшее амплитудное напряжение принимали $\sigma_1 = 80 \div 90$ % от предела текучести $\sigma_т$, при котором ожидаемое число циклов до разрушения получили в пределах $(3 \div 5)10^4$. Наименьшее амплитудное напряжение σ_n при испытаниях принимали из расчета, что ожидаемое число циклов нагружений до разрушения составит $N_n = (2 \div 10)10^6$.

Для установления аналитической зависимости $N = N(\sigma)$ и построения соответствующей кривой усталости результаты испытаний перестраивали в двойных логарифмических координатах $\lg\sigma$ — $\lg N$ и по методу наименьших квадратов получали линейную зависимость (рис. 2) вида

$$m\lg\sigma + \lg N = \lg C \qquad (1)$$

с определением констант m и C [1].

Константу C определяли по формуле

$$C = \sigma_{-1}^m N_0, \qquad (2)$$

где N_0 — база испытаний, ограничивающая число циклов нагружения (как правило, принимают $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов).

Величина σ_{-1} называется пределом выносливости при симметричных циклах нагружения с коэффициентом асимметрии $R = \sigma_{min}/\sigma_{max} = -1$. В со-

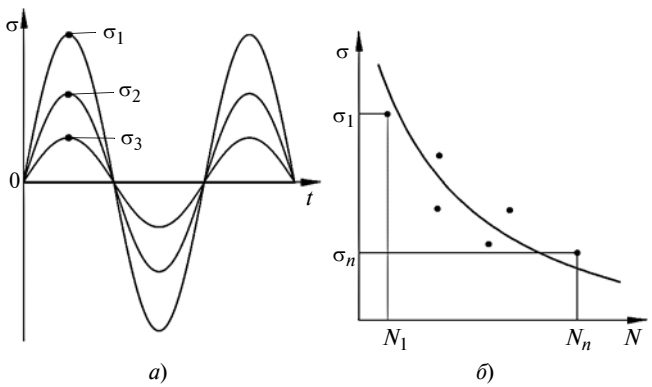


Рис. 1. Построение кривой усталости

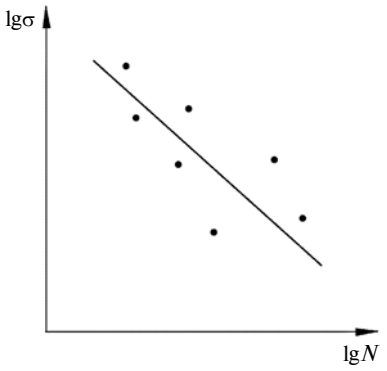


Рис. 2. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

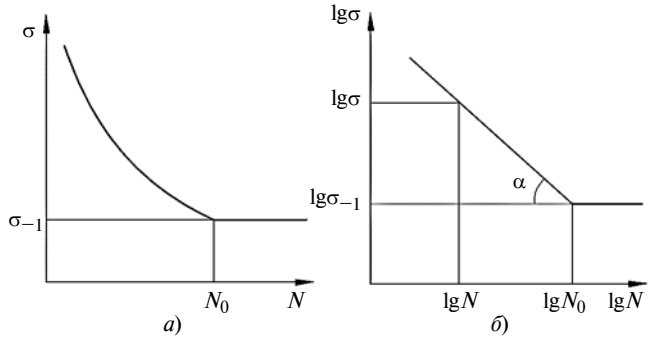


Рис. 3. Кривая усталости для низкоуглеродистой стали

ответствии с формулами (1) и (2) уравнение кривой усталости примет вид [2]:

$$N = \begin{cases} N_0\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^m \text{ при } \sigma \geq \sigma_{-1}; \\ \infty \text{ при } \sigma < \sigma_{-1}. \end{cases} \qquad (3)$$

Кривая усталости, описываемая уравнением (3), в декартовых и двойных логарифмических координатах приведена соответственно на рис. 3, *а*, *б*.

Из рис. 3, *б* и соотношений (1) и (2) можно определить параметр m по формуле [3]

$$m = \operatorname{ctg}\alpha = \frac{\lg N_0 - \lg N}{\lg\sigma - \lg\sigma_{-1}}.$$

Уравнение (3) справедливо только при напряжении $\sigma \leq \sigma_т$, а при $\sigma_в \geq \sigma \geq \sigma_т$ уравнение усталости ориентировочно принимает вид [3]:

$$N = \begin{cases} N_т(\sigma_т/\sigma)^{m_1} \text{ при } \sigma_в \geq \sigma \geq \sigma_т; \\ N_0(\sigma_{-1}/\sigma)^m \text{ при } \sigma_т \geq \sigma \geq \sigma_{-1}; \\ \infty \text{ при } \sigma < \sigma_{-1}. \end{cases}$$

При повторных экспериментах с теми же амплитудами напряжений $\sigma = \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \ldots$ установлено статистическое рассеяние результатов определения числа циклов до разрушения (рис. 4, *а*). При этом каждому значению σ соответствует свое пороговое (гарантированное) число $N_0 = N_0(\sigma)$ циклов, меньше которого разрушение не происходит.

Вид функции $N_0 = N_0(\sigma)$ определяется как и вид функции (3), т. е. результаты испытаний для гарантированных чисел нагружения представляются в двойных логарифмических координатах и описываются линейной зависимостью вида (1). Методом наименьших квадратов устанавливают вид искомой функции:

$$N_0(\sigma) = \begin{cases} N_0\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^m \text{ при } \sigma \geq \sigma_{-1}; \\ \infty \text{ при } \sigma < \sigma_{-1}, \end{cases} \qquad (4)$$

где σ_{-1} — предел выносливости, соответствующий выбранной при испытаниях базе испытаний N_0.

Ожидаемые плотности распределения вероятностей для чисел циклов до разрушения показаны на рис. 4, *б*.

Информацию о рассеянии чисел $N(\sigma)$ можно представить в виде полигона частостей (рис. 5).

Среднее значение величины $(N - N_0)$ числа циклов определяли по формуле

$$\langle N - N_0 \rangle = \sum_{i=1}^{n} p_i(N_i - N_0), \qquad (5)$$

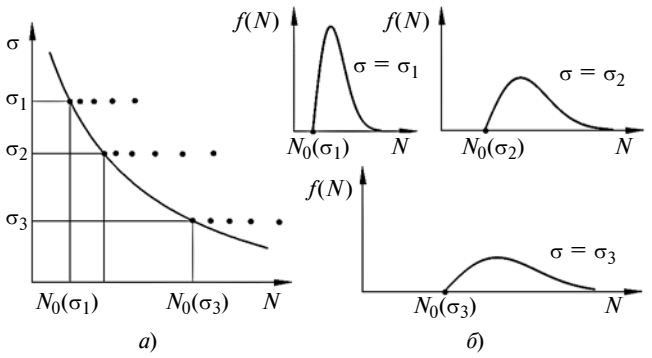


Рис. 4. Статистическое рассеяние результатов при построении кривой усталости

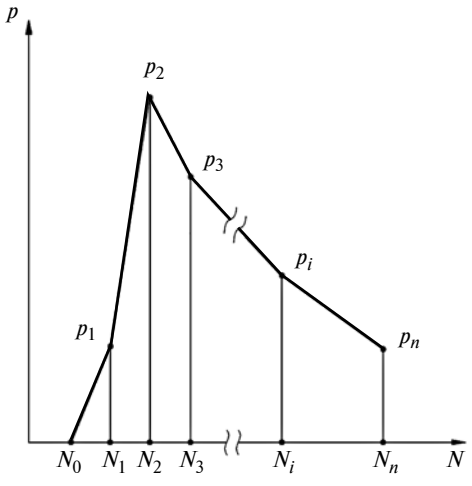


Рис. 5. Рассеяние числа циклов до разрушения

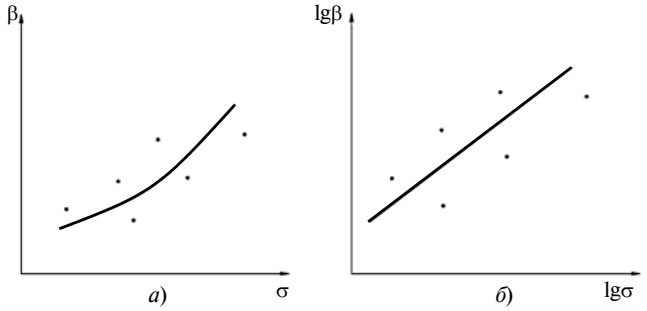


Рис. 6. Определение параметров распределения Вейбулла

где p_i — частость появления числа N_i; $\sum_{i=1}^{n} p_i = 1$; n — число испытаний при напряжении σ_i.

Среднее значение квадрата этой величины определяем по формуле

$$\langle (N - N_0)^2 \rangle = \sum_{i=1}^{n} p_i (N_i - N_0)^2,$$

а ее дисперсию по формуле [4]

$$S^2_{N-N_0} = \langle (N - N_0)^2 \rangle - (\langle N - N_0 \rangle)^2.$$

Коэффициент вариации этой величины определяем по формуле

$$\delta_{N-N_0} = \frac{S_{N-N_0}}{\langle N - N_0 \rangle}. \qquad (6)$$

Функцию распределения вероятностей для числа N циклов при фиксированном значении σ можно принять в виде закона Вейбулла [5, 6]:

$$F(N/\sigma) =$$

$$= \begin{cases} 1 - \exp(-\beta(\sigma)(N - N_0(\sigma))^{\alpha(\sigma)}) \text{ при } N \geq N_0; \\ 0 \text{ при } N < N_0, \end{cases} \qquad (7)$$

где α и β — параметры.

При этом коэффициент вариации величины $(N - N_0)$ определяется по формуле [7]

$$\delta_{N-N_0} = \frac{\sqrt{\Gamma\left(1 + \frac{2}{\alpha}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)}}{\Phi\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)}, \qquad (8)$$

где $\Gamma(x) = \int_0^\infty e^{-t} t^{x-1} dt$ — Гамма-функция.

Подставив в формулу (8) найденную по формуле (6) статистическую оценку коэффициента вариации, получим алгебраическое уравнение для определения параметра α. Далее рассмотрим случай, когда параметры δ и α не зависят от уровня напряжений σ.

Согласно распределению (7) среднее значение $(N - N_0)$ вычисляется по формуле

$$\langle N - N_0 \rangle = \beta^{-1/\alpha} \Gamma\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right). \qquad (9)$$

Подставив в выражение (9) найденную по формуле (5) величину $\langle N - N_0 \rangle$ и параметр α, определенный по формуле (8), рассчитаем параметр β по формуле

$$\beta = \left(\frac{\Gamma\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)}{\langle N - N_0 \rangle} \right)^{\alpha}.$$

Параметр β зависит от амплитуд напряжений $\sigma = \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \ldots, \sigma_n$. Ожидаемый вид функции $\beta = \beta(\sigma)$ показан линией на рис. 6, *а*. Результаты расчетов, полученные по формуле (4), перестраивают в двойных логарифмических координатах (lgβ, lgσ) и по методу наименьших квадратов получают линейную зависимость (рис. 6, *б*) с определением констант k и γ:

$$\lg\beta = \lg k + \gamma \lg\sigma. \qquad (10)$$

Зависимость может быть получена подстановкой выражения (9) в уравнение (1).

Из равенства (10) получим искомую функцию в виде

$$\beta = k\sigma^{\gamma}. \qquad (11)$$

Подставив полученное по формуле (11) значение β в равенство (7), найдем:

$$F(N/\sigma) = 1 - \exp(-k\sigma^{\gamma}[N - N_0(\sigma)]^{\alpha}),$$

откуда получим уравнение кривой усталости, соответствующее фиксированному значению вероятности $p = F(N/\sigma)$:

$$\sigma^m (N - N_0(\sigma)) = \sigma^m N - \sigma^m_{-1} N_0 =$$

$$= C = \left(-\frac{1}{k} \ln(1 - p)\right)^{1/\alpha}, \qquad (12)$$

где $m = \gamma/\alpha$, $p = F(N/\sigma)$.

Уравнение (12) определяет семейство кривых усталости, соответствующих разным вероятностям p (рис. 7, *а*). При $p = 0$ имеем гарантированное число циклов $N = N_0(\sigma)$ до разрушения.

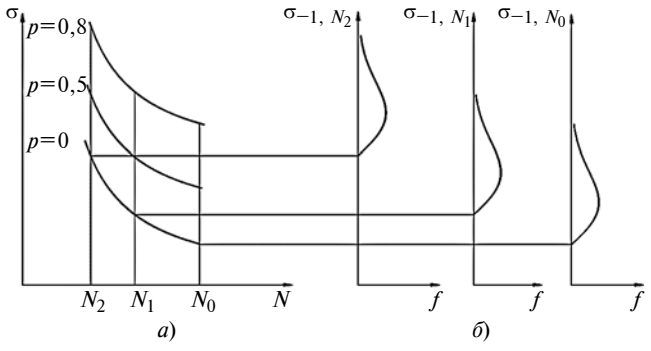


Рис. 7. Рассеяние условных пределов выносливости

Точки пересечения этого семейства кривых с линиями $N = \text{const}$ определяют рассеяние напряжений $\sigma_{-1,N}$, которые называются условными пределами выносливости. Найдем закон распределения вероятностей для этих напряжений при разных значениях N. Для этого уравнение (12) при $\sigma = \sigma_{-1,p}$ — условном пределе выносливости для кривой усталости с вероятностью p, с учетом соотношения (4) представим в виде:

$$\sigma_{-1,p}^m = \frac{N_0}{N}\sigma_{-1}^m + \frac{C}{N} = \frac{N_0}{N}\sigma_{-1}^m + \frac{1}{N}\left(-\frac{1}{k}\ln(1-p)\right)^{1/\alpha}$$

и получим интегральную функцию распределения вероятностей для условных пределов выносливости:

$$p \equiv F(\sigma_{-1,N}) = 1 - \exp\left[-kN^{\alpha}\left(\sigma_{-1,N}^m - \frac{N_0}{N}\sigma_{-1}^m\right)^{\alpha}\right]. \qquad (13)$$

Получили закон распределения вероятностей типа Вейбулла с минимальным гарантированным значением предела выносливости:

$$\min(\sigma_{-1,N}) = \sigma_{-1}\left(\frac{N_0}{N}\right)^{1/m}.$$

Распределение предела выносливости по формуле (13) получаем при $N = N_0$. Плотности распределения выносливости для величин $\sigma_{-1,N}$ при $N = N_0$, N_1, N_2 приведены на рис. 7, *б*.

Описанные выше характеристики усталости относятся к образцам металлов. Для перехода к реальным элементам конструкций с учетом масштабного фактора, качества поверхности и эффективной концентрации напряжений используют, как правило, эмпирические формулы, полученные на основе экспериментальных данных.

Рассмотрим теоретическую возможность учета числа одинаковых элементов конструкций или числа одинаковых концентраторов напряжений, которое равно n. В такой постановке задача получила название WFD (Widespread Fatigue Damage).

Функцию распределения вероятностей для предела выносливости образца с одним концентратором напряжений (например, отверстием) обозначим как $F(\sigma_{-1}, 1)$. Тогда вероятность, что предел выносливости для конструкции с n одинаковыми концентраторами напряжений (или n одинаковыми элементами) будет больше некоторого значения σ_{-1}, т. е. будет зависеть от влияния разрушения одного элемента на живучесть всей конструкции.

Если к разрушению всей конструкции приводит разрушение одного любого элемента, то соответствующая интегральная функция распределения вероятностей имеет вид:

$$F(\sigma_{-1}, n) = 1 - (1 - F(\sigma_{-1}, 1))^n.$$

Если к разрушению всей конструкции приводит разрушение только всех элементов, то соответствующая интегральная функция распределения вероятностей имеет вид:

$$F(\sigma_{-1}, n) = F(\sigma_{-1}, 1)^n.$$

Если для разрушения конструкции необходимо разрушить m и более элементов из имеющихся в наличии n элементов, то соответствующая интегральная функция распределения вероятностей имеет вид:

$$F(\sigma_{-1}, n, m) = \sum_{k=m}^{n} C_n^k F(\sigma_{-1}, 1)^k [1 - F(\sigma_{-1}, 1)]^{n-k},$$

где $C_n^k = \frac{n!}{k!(n-k)!}$.

В первом случае с учетом выражения (13) интегральная функция распределения вероятностей примет вид:

$$F(\sigma_{-1}, n) = 1 - (1 - F(\sigma_{-1}, 1))^n = 1 - \exp\left[-nkN^{\alpha}\left(\sigma_{-1,N}^m - \frac{N_0}{N}\sigma_{-1}^m\right)^{\alpha}\right].$$

В статистическом смысле (по среднему значению и дисперсии) предел выносливости для реальной конструкции меньше предела выносливости одного элемента. Полученную описанными выше методами статистическую информацию о характеристиках сопротивления усталости металлов можно эффективно использовать для повышения точности расчетного прогнозирования ресурса деталей машин и элементов конструкций на стадии их проектирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 223 с.
2. **Гусев А. С.** Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. М.: Машиностроение, 1989. 248 с.
3. **Гусев А. С.** Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 222 с.
4. **Болотин В. В**. Статистические методы в строительной механике. М.: Стройиздат, 1965. 278 с.
5. **Болотин В. В.** Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.
6. **Whitney C. A.** Random processes in physical systems. New York: John Willey, 1990. 320 с.
7. **Гусев А. С.** Теоретические основы расчетов на сопротивление усталости. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 46 с.

УДК 620.178.15

Н. А. ВОРОНИН, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: voroninn@inbox.ru

Разработка и анализ диаграмм внедрения, используемых при создании топокомпозитов триботехнического назначения[1]

Разработаны аналитические зависимости процессов нагружения и разгрузки при инструментальном индентировании топокомпозитов для получения теоретических диаграмм внедрения, которые можно использовать при создании новых топокомпозитов триботехнического назначения.

Ключевые слова: топокомпозиты, индентирование, диаграмма внедрения, твердость, модуль упругости, композиционная твердость, эффективный модуль упругости.

Analytical dependences of the processes of loading and unloading with the instrumental indentation of topocomposites are developed to obtain theoretical penetration diagrams, which can be used for creation of new topocomposites for tribological purposes.

Keywords: topocomposites, indentation, penetration diagram, hardness, modulus of elasticity, compositional hardness, effective modulus of elasticity.

Создание на поверхностях конструкционных материалов покрытий из нескольких нанослоев, которые выполняют определенные функции, позволяет значительно расширить возможности при разработке материалов с требуемыми трибологическими показателями [1, 2]. Данные материалы со слоистой поверхностной структурой называются топокомпозитами. Основными механическими показателями пар трения являются модуль упругости и твердость. В топокомпозитах данные показатели зависят от толщин покрытий, поэтому на поверхностях детали можно создавать покрытия с переменными механическими показателями. При этом чем больше разница между механическими показателями основы и слоистого покрытия, тем большей неоднородности механических показателей можно добиться на поверхностях детали. Для данных композитных материалов важными механическими показателями являются эффективный модуль упругости и твердость.

Для определения твердости, модуля упругости и других механических показателей компактных (твердых однородных) материалов используют индентирование [3], в ходе которого при каждом приращении нагрузки регистрируется глубина внедрения индентора, далее при достижении максимальной нагрузки система автоматического управления процессом отключает нагружение и осуществляет плавное снижение нагрузки с регистрацией глубины отпечатка. При этом кривая разгрузки не совпадает с кривой нагружения. Зная максимальную глубину внедрения при конкретной нагрузке и наклон кривой разгрузки в этой точке, можно рассчитать твердость и модуль упругости исследуемого материала.

В работе [4] представлен метод анализа контактного взаимодействия инденторов разной формы с поверхностью упругопластичного твердого тела, который позволяет рассчитать диаграмму внедрения индентора (далее диаграмма внедрения) в образец исследуемого материала. Входными параметрами являются показатели механических свойств образца и индентора.

При резком переходе от упругой деформации к пластической деформации диаграмму внедрения описывает функция [5]

$$P = E^*\left[\frac{1}{\sqrt{\pi}\,\mathrm{tg}\alpha}\sqrt{\frac{E^*}{H}} + \left[\frac{2(\pi-2)}{\pi}\right]\sqrt{\frac{\pi}{4}}\sqrt{\frac{H}{E^*}}\right]^{-2} s^2, \qquad (1)$$

где s — глубина внедрения индентора в образец; E^* — комбинированный модуль упругости, учитывающий модули упругости материала образца и индентора; H — твердость материала образца; α — эквивалентный угол конуса (для индентора Берковича $\alpha = 70{,}3°$). Заметим, что в формуле (1) глубина внедрения в квадрате.

При разгрузке имеет место небольшое упругое восстановление материала образца, поэтому кривая внедрения отличается от кривой разгрузки, а площадь, заключенная между ними, определяет энер-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки. Соглашение № 14.607.21.0166, проект RFMEFI60717X0166.

гию диссипации. Деформацию при разгрузке будем считать полностью упругой. По кривой разгрузки можно определить фактическую площадь контакта индентора с образцом. Угол наклона кривой разгрузки определяет контактную жесткость. Зная контактную жесткость и площадь фактического контакта, можно определить комбинированный модуль упругости системы [3], состоящий из материалов исследуемого образца и индентора.

При использовании индентора, представляющего собой осесимметричный конус [5], его внедрение в упругое полупространство описывает выражение

$$P = \left(\frac{2E^*}{\pi}\mathrm{tg}\alpha\right)s^2. \qquad (2)$$

Адекватность теоретических диаграмм внедрения можно проверить сравнением с экспериментальными диаграммами и использовать их при выборе конструкционного материала основы при проектировании изделия.

При разработке топокомпозитов, в которых механические показатели основного материала и слоистого покрытия значительно отличаются, особенно актуально аналитическое определение законов деформирования данных систем.

Цель настоящей работы — показать возможность получения аналитических зависимостей процессов нагружения и разгрузки при индентировании слоистых систем (топокомпозитов) и установления связей между теорией индентирования компактных материалов, составляющих топокомпозит, и предлагаемыми аналитическими зависимостями, описывающими диаграмму внедрения для топокомпозитов.

Теория инструментального индентирования любого компактного материала можно описать аналитическими зависимостями (1) и (2) (кривые нагружения и разгрузки), используя такие механические показатели, как твердость и модуль упругости. Для получения аналитических зависимостей для твердых тел с топокомпозитным строением (слоистая система — тонкое покрытие — подложка) следует учитывать совместное влияние механических показателей материала основы и покрытия на характер кривых нагружения и разгрузки.

Результатом измерения твердости топокомпозита при инструментальном индентировании является композиционная твердость, которая может существенно отличаться от твердостей покрытия и подложки. Для определения влияния материала подложки на твердость, установленную инструментальным индентированием, было предложено большое число эмпирических зависимостей, которые можно представить обобщенной формализацией [6]:

$$H_c = H_0 + \gamma(H_1 - H_0), \qquad (3)$$

где H_c — композиционная твердость; H_0, H_1 — твердости основы и покрытия; γ — эмпирически определяемый коэффициент.

Практически во всех случаях предлагаемые аналитические зависимости изменения твердости слоистой системы при индентировании криволинейными и пирамидальными инденторами предполагают совместное деформирование покрытия и подложки. Многочисленные исследования показали, что формулы, аналогичные зависимости (3), не отличаются высокой достоверностью значений композиционной твердости и твердости покрытия. Поэтому необходимо ввести эмпирические коэффициенты, значения которых зависят от интуиции исследователя.

При определении модуля упругости покрытия слоистой системы считается, что упругие свойства основы оказывают влияние сразу с момента внедрения индентора [4]. Признавая комбинированные воздействия покрытия и основы, были попытки составления функции, описывающей зависимость изменения композиционного модуля упругости от глубины внедрения индентора.

На сегодняшний день известно множество аналитических эмпирических зависимостей, полученных на основании экстраполяционных процедур [6]. В общем виде выражения для композиционного модуля упругости слоистой системы предлагается структура, аналогичная композиционной твердости:

$$E_c = E_0 + (E_1 - E_0)I_0. \qquad (4)$$

Здесь $I_0 = f(h/a)$, где a — радиус контакта; h — толщина покрытия; параметр I_0 представляет собой функцию, стремящуюся к нулю, если толщина покрытия стремится к нулю, а при больших значениях толщины покрытия он стремится к единице.

Возвращаясь к анализу зависимостей, аналогичных зависимости (3), описывающих изменение композиционной твердости от глубины внедрения, следует отметить, что они основываются на совместном пластическом деформировании материалов покрытия и подложки. В настоящее время утверждение о вкладе твердости материала покрытия в композиционную твердость слоистого материала подвергается сомнению. Так, в работе [7] представлено трехмерное численное моделирование внедрения пирамиды Виккерса в слоистый материал для изучения упругопластического деформирования слоистой системы, состоящей из твердого покрытия и более мягкой основы. В начале испытания пластическая деформация наблюдалась только в пленке, а в подложке не создавались условия для пластической деформации. По мере увеличения глубины внедрения пластически деформированная зона в покрытии увеличивалась. Однако максимальная эквивалентная пластическая деформация и ее расположение в покрытии оставались

практически постоянными, даже в момент появления пластических деформаций в подложке. При увеличении глубины внедрения зона пластической деформации и максимальная эквивалентная пластическая деформация в подложке увеличивались. При дальнейшем увеличении глубины внедрения эквивалентная пластическая деформация в покрытии оставалась на том же уровне, что и в начале испытаний. Для больших глубин внедрения площадь пластической деформации подложки увеличивается, увеличивается и максимальная эквивалентная пластическая деформация в подложке. Механическое поведение топокомпозитов, в которых покрытие тверже подложки, можно описать как упругопластическое деформирование материала основы и упругое деформирование материала покрытия с момента возникновения пластической деформации в подложке.

В работе [8] на основании анализа контактного взаимодействия жесткой сферы с упругим двухслойным полупространством разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать деформационные и силовые параметры контакта при варьировании таких параметров, как толщина покрытия, радиус сферического индентора, нагрузка, показатели механических свойств материалов, составляющих слоистую систему. В частности, было получено выражение для определения композиционного модуля упругости E_c топокомпозитного материала по показателю его основы — однородного упругого материала:

$$E_c = E_0 \Phi^{-3/2}, \qquad (5)$$

где E_0 — модуль упругости основы; Ф — показатель упругости слоистой системы.

В работе [9] показано преобразование зависимостей, описывающих контактное взаимодействие сферы со слоистым твердым телом (однослойным топокомпозитом), в зависимость, связывающую композиционную твердость с глубиной внедрения пирамидального индентора. Анализ полученных зависимостей показал, что при индентировании поверхности топокомпозита зависимость изменения показателя твердости поверхностного слоя от глубины внедрения индентора можно разделить на три участка (I, II, III), каждому из которых в обобщенной формуле

$$H_{c_i} = H_0 \bar{\Phi}_i^{1/2} \Phi^{-3/2} \qquad (6)$$

соответствуют определенные значения множителей.

В формуле (6) $\Phi = \sum_{i=0}^{m} A_i \bar{h}^i \left(\sum_{j=0}^{n} B_j \bar{h}^j \right)^{-1}$. Здесь $\bar{h} = \frac{h}{\bar{a}_0}$, где h — толщина покрытия; $\bar{a}_0$ — предельный радиус контакта, рассчитываемый для упругопластического компактного материала основы [8]; $A_i = f(K)$ и $B_j = f(K)$, где $A_1, A_2, ..., A_i$ и $B_1, B_2, ..., B_j$ — коэффициенты двухточечной аппроксимации Паде; $K = E_0 (E_1)^{-1}$ — постоянная композиционной упругости слоистой системы; $\bar{\Phi} = M_j \Phi^3$, здесь $1 \le \bar{\Phi} \le K^2 Y^2$ для $0 \le \bar{h} \le \infty$, $Y = H_1/H_0$, при этом каждый из участков I—III зависимости показателя твердости имеет свое значение величины M_j: $M_{\rm I} = 1$; $M_{\rm II} = (0{,}31\, T_k^{-1})^2$, где $T_k = f(\bar{h})$; $M_{\rm III} = Y$.

Участок I отражает реакцию на внедрение индентора поверхностного слоя (покрытия), участок III — реакцию материала основы топокомпозита, участок II — комплексную реакцию материалов покрытия и основы. Именно участок II зависимости твердости от глубины внедрения определяет композиционную твердость.

Отсутствие в выражениях (5) и (6) эмпирических коэффициентов, в отличие от выражений (3) и (4), стало основанием для настоящего исследования.

Используя зависимости (1), (2), (5) и (6) построим диаграмму внедрения для индентирования идеального однослойного топокомпозита идеальным пирамидальным индентором при известных показателях механических свойств компонентов слоистого материала и толщине покрытия. Идеальный однослойный топокомпозит — слоистая система, состоящая из упругого жесткопластичного покрытия когерентно (без трения) связанного с основой из упругого жесткопластичного материала. Идеальный пирамидальный индентор — жесткий индентор идеальной формы с острой вершиной. По зависимостям (1) и (2) построим диаграммы внедрения при индентировании идеальным пирамидальным индентором компактные материалы — покрытия и основы.

Рассчитаем работу диссипации упругой энергии и работу упругопластического деформирования при внедрении пирамидального индентора в топокомпозит для участков I и II, а также в покрытие и основу (компактные материалы). На основании анализа энергетических затрат на деформирование топокомпозита и его компонентов рассмотрим возможность применения аналитических выражений (6) и (5) для определения композиционной твердости и композиционного модуля упругости для получения кривых нагружения и разгрузки при индентировании топокомпозита.

Условия инструментального индентирования идеального топокомпозита: индентор — идеальная пирамида Берковича; твердости покрытия и основы соответственно $H_1 = 4$ ГПа и $H_0 = 2$ ГПа; модули упругости материалов покрытия и основы $E_1 = 500$ ГПа и $E_0 = 200$ ГПа; толщина покрытия $h = 5$ мкм. Для обозначения упругой и пластической деформаций будем использовать соответственно индексы "e" и "p".

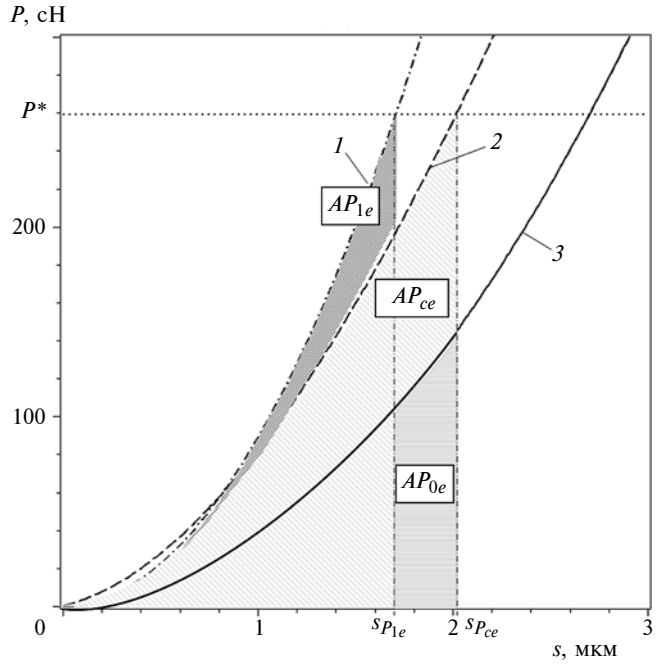


Рис. 1. Кривые упругой деформации при индентировании покрытия (*1*), основы (*2*) и топокомпозита (*3*)

Запишем выражение для кривой разгрузки топокомпозита, используя выражения (2) и (5):

$$P_{ce} = \left(\frac{2E_c}{\pi}\mathrm{tg}\alpha\right)s^2. \qquad (7)$$

Используя выражения (2) и (7), построим кривые разгрузки для покрытия, основы и топокомпозита (рис. 1) и, сопоставляя энергетические затраты на упругое деформирование, найдем связь между этими кривыми разгрузки из равенства работы AP_{ce} упругого деформирования топокомпозита сумме работ AP_{0e} и AP_{1e} упругого деформирования основы и покрытия:

$$AP_{ce} = AP_{1e} + AP_{0e}, \qquad (8)$$

где $AP_{ce} = \int\limits_0^{s_{P_{ce}}} P_{ce}$; $AP_{0e} = \int\limits_{s_{P_{1e}}}^{s_{P_{ce}}} P_{0e}$; $AP_{1e} = \int\limits_0^{s_{P_{1e}}} P_{1e}$.

Интервал интегрирования принят из анализа диаграмм внедрения (см. рис. 1). При $P = 250 \div 300$ сН глубина индентирования близка к толщине покрытия. Приняв нагрузку $P = 260$ сН, можно определить диапазоны интегрирования. Для топокомпозита и основы верхние значения предела интегрирования соответствуют $s_{P_{ce}}$, для покрытия — $s_{P_{1e}}$. Нижний предел интегрирования для основы соответствует глубине $s_{P_{1e}}$ внедрения для покрытия, так как сначала нагрузка при внедрении воспринимается покрытием, а затем основой.

Полученные расчетные зависимости для компактных материалов и топокомпозита показали хорошую сходимость. Расчеты с использованием программы Maple 15 при разных нагрузках (от 50 до 260 сН) показали, что погрешности расчетов не превышают 3,5 %.

Таким образом, используя выражение (8), можно по экспериментальным кривым разгрузки для топокомпозита и материала основы построить кривую упругого деформирования материала покрытия топокомпозита и рассчитать модуль упругости покрытия.

Кроме этого, по экспериментальным диаграммам внедрения для топокомпозита и основы можно построить диаграмму разгрузки (кривую упругого деформирования) для покрытия и рассчитать по формуле (2) сначала комбинированный модуль упругости, а затем модуль упругости покрытия.

Перестройку теоретической кривой нагружения покрытия осуществляют на основании трех участков деформирования при индентировании топокомпозита. Первый участок кривой нагружения топокомпозита отражает изменение нагрузки от глубины внедрения, определяемое упругопластическими свойствами материала покрытия и упругими свойствами основы.

Участок I кривой нагружения топокомпозита можно построить, используя зависимость (1), в которой параметр твердости H принимает значение твердости H_1 покрытия, в качестве параметра E^* используем композиционный модуль упругости E_c идеально упругого топокомпозита (7):

$$P_{c\mathrm{I}} = E_c\left[\frac{1}{\sqrt{\pi}\mathrm{tg}\alpha}\sqrt{\frac{E_c}{H_1}} + \left[\frac{2(\pi-2)}{\pi}\right]\sqrt{\frac{\pi}{4}}\sqrt{\frac{H_1}{E_c}}\right]^{-2} s^2. \qquad (9)$$

Участок I кривой нагружения невелик. Уже при $s = 0{,}1h$ пластические свойства основы начинают оказывать влияние на кривую нагружения.

На участке II кривой нагружения наблюдается совместное влияние упругих и пластических свойств материала основы и упругих свойств покрытия. Участок II кривой нагружения топокомпозита можно построить, также используя зависимость (1), в которой параметр H принимает значение композиционной твердости H_c, определяемый по формуле (6), а в качестве параметра E^* по-прежнему будем использовать композиционный модуль упругости E_c топокомпозита, определяемый по формуле (5):

$$P_{c\mathrm{II}} = E_c\left[\frac{1}{\sqrt{\pi}\mathrm{tg}\alpha}\sqrt{\frac{E_c}{H_c}} + \left[\frac{2(\pi-2)}{\pi}\right]\sqrt{\frac{\pi}{4}}\sqrt{\frac{H_c}{E_c}}\right]^{-2} s^2. \qquad (10)$$

Заметим, что композиционная твердость H_c топокомпозита на участке II не зависит от твердости покрытия [см. выражение (6)] [8].

Координаты точки перехода участка I в участок II кривой нагружения топокомпозита определяем решением системы уравнений (10) и (9). Графическое решение представлено на рис. 2 — точка A на

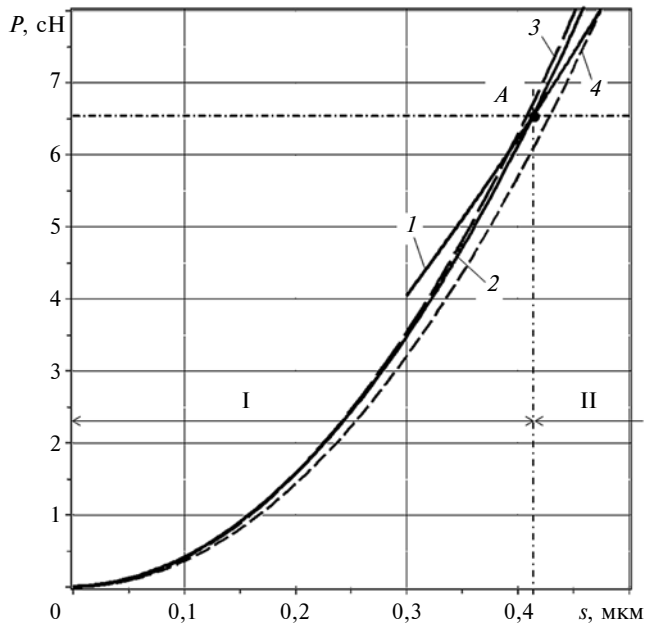


Рис. 2. Кривые упругопластического нагружения топокомпозита, соответствующие участкам II (*1*) и I (*2*), кривая нагружения при индентировании компактного материала покрытия (*3*) и кривая упругого деформирования материала основы (*4*)

кривой нагружения топокомпозита: s = 0,41 мкм; P = 6,53 сН.

Для покрытия толщиной 5 мкм глубина внедрения, соответствующая моменту зарождения пластической деформации в основе, составляет $s = 0{,}1h$.

Покажем, что предлагаемая для участка I аналитическая зависимость (9) действительно отражает процесс упругопластического деформирования при индентировании. Для этого проанализируем составляющие работы деформирования топокомпозита на участке I.

При внедрении имеют место упругопластическое деформирование покрытия и упругое деформирование основы. Сумма работ, затрачиваемых на деформирование составляющих топокомпозита, равна работе деформирования топокомпозита:

$$AP_{c\mathrm{I}} = AP_{1e} + AP_{1p} + AP_{0e}, \qquad (11)$$

где $P_{c\mathrm{I}}$ — сила нагружения топокомпозита на участке I; P_{1e} и P_{1p} — силы соответственно упругой и пластической деформации покрытия; P_{0e} — сила упругой деформации основы.

Графическое представление уравнения (11) для исследуемого топокомпозита показано на рис. 3.

Рассчитать работы деформирования для каждого составляющего уравнения (11) на участке I не представляется возможным, так как кривые накладываются друг на друга. Предположим, что модельный топокомпозит имеет идеально упругий материал основы. Увеличим масштаб графического изображения кривых деформирования так, чтобы можно было их различить (см. рис. 3). Сравним работу деформирования составляющих топокомпозита и самого топокомпозита при P = 100 и 150 сН. Для этого запишем слагаемые формулы (11) с учетом значений s, указанных на рис. 3:

$$AP_{c\mathrm{I}} = \int_0^{s_{P_{c\mathrm{I}}}} P_{c\mathrm{I}};\quad AP_{0e} = \int_{s_{P_{1e}}}^{s_{P_{ce\mathrm{I}}}} P_{0e};\quad AP_{1e} = \int_0^{s_{P_{1e}}} P_{1e};$$

$$AP_{1p} = \int_0^{s_{P_{1p}}} P_{1p};\quad \bar{A} = AP_{1e} + AP_{1p} + AP_{0e},$$

и рассчитаем погрешность ε, используя программу Maple 15:

$$\varepsilon = \frac{(\bar{A} - AP_{c\mathrm{I}})}{AP_{c\mathrm{I}}}\,100.$$

При индентировании до P = 100 сН погрешность ε составила 2,79 %, а до P = 150 сН — 0,56 %, т. е. предлагаемая зависимость, описывающая процесс деформирования топокомпозита на участке I, имеет высокую достоверность.

Определив по экспериментальной диаграмме внедрения координаты точки перегиба (точки A), можно по формуле (10) определить твердость H_1 покрытия (в точке A справедливо равенство $H_c = H_1$). По найденному по кривой упругого деформирования модулю упругости покрытия можно построить кривые нагружения и разгрузки покрытия и построить диаграмму внедрения.

Важным в зависимости (10), описывающей кривую нагружения при индентировании топокомпозита на участке II, является отсутствие твердости

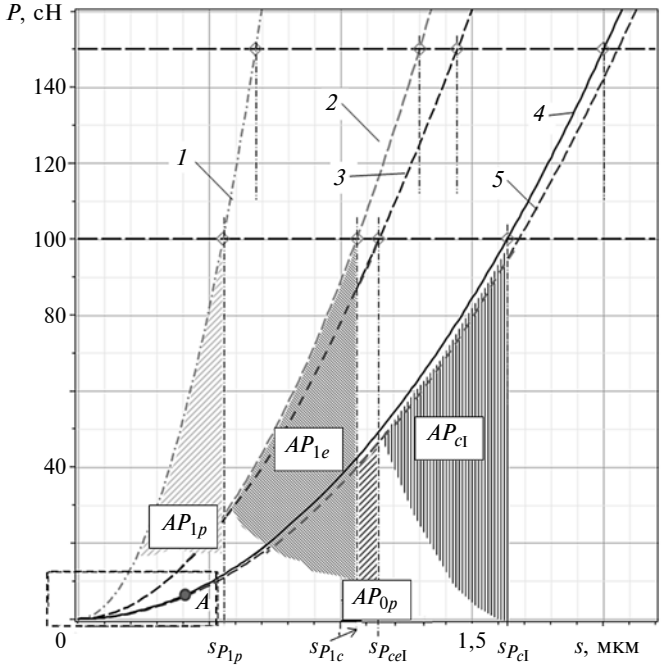


Рис. 3. Кривые упругого и пластического деформирования составляющих топокомпозита (*1*, *2*, *5*), упругого и упругопластического деформирования топокомпозита (*3*, *4*)

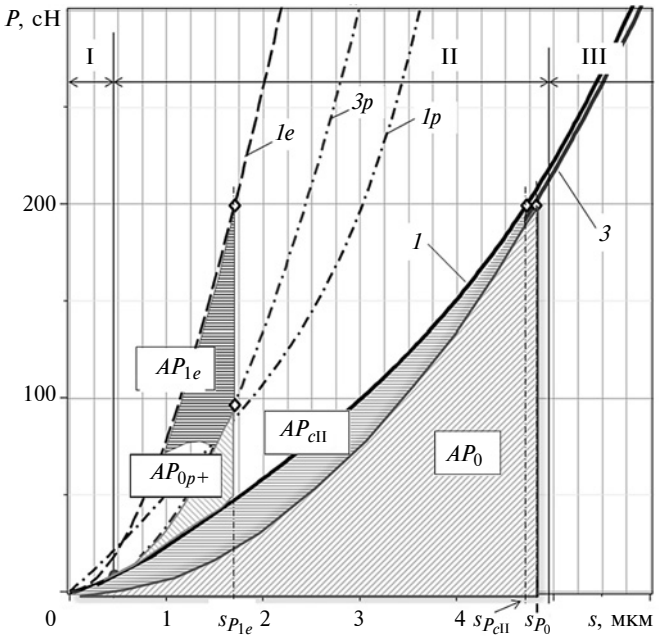


Рис. 4. Кривые упругопластического деформирования топокомпозита (*1*) и основы (*3*), упругого (*1e*) и пластического (*1p*) деформирования топокомпозита и пластического деформирования основы (*3p*)

покрытия, так как композиционная твердость H_{cII} рассчитывается по формуле (6). Сопоставляя работу деформирования топокомпозита и его составляющих, как компактных материалов, покажем, что на участке II нагружения топокомпозита имеют место работы упругопластического деформирования основы и упругого деформирования покрытия (рис. 4):

$$AP_{cII} = AP_0 + AP_{1e} + AP_{0p+}, \qquad (12)$$

где AP_{cII} — работа упругопластической деформации топокомпозита на участке II; AP_0 — работа упругопластической деформации основы; AP_{1e} — работа упругой деформации покрытия; AP_{0p+} — работа стеснения пластической деформации материала основы.

Работы при индентировании топокомпозита пирамидальным индентором до $P = 200$ сН рассчитываем по формулам:

$$AP_{cII} = \int_0^{s_{P_{cII}}} P_{cII}; \quad AP_{0p+} = \int_0^{s_{P_{1e}}} P_{0p}; \quad AP_{1e} = \int_0^{s_{P_{1e}}} P_{1e};$$

$$AP_0 = \int_0^{s_{P_0}} P_0; \quad \bar{A} = AP_{1e} + AP_0 + AP_{0p+}.$$

Погрешность относительно суммарной работы на деформирование составляющих слоистой системы определяли по формуле

$$\varepsilon = \frac{(\bar{A} - AP_{cII})}{AP_{cII}} 100$$

с помощью программы Maple 15. Погрешность не превысила 3 %.

Предположение о дополнительной работе деформирования основы, т. е. работы стеснения, сделано из анализа работ [7, 10] по исследованию НДС в слоистых материалах при индентировании разными инденторами.

В работе [10] исследовано деформирование внеконтактной зоны поверхности твердого тела при поверхностном пластическом деформировании. При упругопластическом деформировании материал твердого тела перемещается не только в направлении рабочего инструмента, но и выходит из очага деформации в виде наплыва. Упругопластическое деформирование рассматривали на модели объемного тела, в которое внедряется жесткий шар. Исследовали возможность создания стесненных условий при локальном деформировании уменьшением размеров пластической волны внеконтактной деформации. Под стесненной деформацией понимают деформацию материала в ограниченных условиях, создаваемых закреплением или нагружением. Стесненные условия нагружения повышают интенсивность деформации. При стесненных условиях изменяются перемещения и характер деформации.

Для исключения формирования наплыва вокруг индентора в виде шара при пластическом течении металла использовали жесткое кольцо, ширина которого равнялась длине волны, а внутренний диаметр обеспечивал внедрение шара на заданную глубину. Кольцо плотно прижимали к поверхности тела, в которое внедряли шар. Затем шар и кольцо удаляли, и происходила разгрузка металла. Наложенные ограничения на пластическую внеконтактную деформацию изменяют НДС нагруженного тела и в очаге деформации (под шаром), и на поверхности твердого тела.

Анализ моделирования показал, что размеры очага деформации зависят от размеров и формы деформирующего инструмента. Использование комбинированного инструмента (шар и кольцо) позволяет в ряде случаев полностью исключить образование пластической волны и повысить напряженное состояние на 10÷15 % в очаге деформации.

Приведенные в работе [7, 10] результаты исследования подтверждают, что композиционные твердости на участках I и II деформирования практически полностью определяются пластическими свойствами материала основы. Учитывая прогрессирующее увеличение эквивалентных пластических деформаций в ходе индентирования, можно сделать предположение об упрочняющем воздействии покрытия на локализацию очага деформации в основе топокомпозита, аналогично действию кольца, используемого в работе [10], которое препятствует развитию пластической деформации при внедрении инструмента.

Рассматривая покрытие топокомпозита как твердое тело, ограничивающего пластическую деформацию основы при индентировании, можно объяснить в уравнении (12) дополнительную работу. Так как пластическое деформирование не влияет на упругие свойства топокомпозита, то по глубине внедрения индентора при упругой деформации (см. рис. 4, кривая *1e*) для любого заданного нагружения можно определить силу P_{0p}, необходимую для обеспечения напряженного состояния основы.

Таким образом, предложенная модель деформирования топокомпозита для участка II достоверно описывает процесс деформирования топокомпозита при инструментальном индентировании и может служить основой для анализа кривых экспериментальной диаграммы внедрения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Машиностроение.** Энциклопедия / Под ред. К. В. Фролова. Детали машин, Т. IV-I / Под общ. ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

2. **Воронин Н. А.** Теоретические и экспериментальные методы исследования характеристик деформирования и разрушения топокомпозитов триботехнического назначения. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 5. С. 68—80.

3. **ГОСТ Р 8.748—2011.** Металлы и сплавы. Измерение твердости и других характеристик материалов при инструментальном индентировании. Ч. 1. Метод испытаний. М.: Стандартинформ, 2013. 23 с.

4. **Fischer-Cripps A. C.** Nanoindentation. Third Edition. New York: Springer, 2008. 279 p.

5. **Fischer-Cripps A. C.** Critical review of analysis and interpretation of nanoindentation test data // Surface & Coatings Technology. 2006. V. 200. P. 4153—4165.

6. **Models** for thin films. https://github.com/DavidMercier/NIMS/blob/master/doc/models_thin_films.rst.

7. **On the determination** of the film hardness in hard film/substrate composites using depth-sensing indentation / N. A. Sakharova, M. C. Oliveira, J. M. Antunes, J. V. Fernandesa // Ceramic International. 2013. V. 39. P. 6251—6263.

8. **Воронин Н. А.** Эффект толщины покрытия и материала основы на механические свойства и несущую способность упрочненных поверхностей: Методы упрочнения поверхностей деталей машин / Под ред. Г. В. Москвитина. М.: КРАСАНД, 2008. С. 91—122.

9. **Воронин Н. А.** О композиционной, эффективной и истинной твердости тонких покрытий // Трение и износ. 2010. Т. 31. № 4. С. 325—341.

10. **Нго Као Кыонг.** Исследование внеконтактных деформаций при локальном нагружении // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2015. Т. 1. № 3. С. 1—8 (http://vestnik-nauki.ru/).

УДК 62-233.27:532.527

Д. В. КНЯЗЕВ, канд. физ.-мат. наук (Институт механики сплошных сред УО РАН, г. Пермь),
В. Н. РАЖИКОВ, д-р техн. наук (БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург),
e-mail: VladNikRag@mail.ru

Исследование и моделирование потока смазочного материала в зазорах между гильзой и ротором электродвигателя[1]

Исследовано течение рабочей жидкости в зазорах электродвигателя, по которым она поступает к подшипникам. Получены зависимости для определения потока рабочей жидкости в зазорах между гильзой и ротором.

Ключевые слова: вязкая жидкость, установившееся течение, вихри Тейлора, рабочая среда.

The flow of the working fluid in the gaps of the electric motor, through which it flows to the bearings, is studied. The dependences for determining the flow of working fluid in the gaps between the sleeve and the rotor are obtained.

Keywords: viscous fluid, steady state flow, Taylor vortices, working medium.

В настоящее время в двигателях герметичных электронасосов в качестве смазочного материала подшипников используют маловязкую жидкость ЛЗТК2, которая не обеспечивает полного разделения поверхностей сопряженных деталей. Для продолжительной непрерывной работы данных подшипников необходима интенсивная циркуляция рабочей жидкости в зазорах между ротором и статором для обеспечения ее избыточного подвода к подшипникам и очистки поверхностей подшипников от продуктов изнашивания.

Рассмотрим схему зазоров, по которым маловязкая рабочая жидкость ЛЗТК2 поступает к подшипникам электродвигателя (рис. 1). Несжимаемая ньютоновская жидкость заполняет объем между поверхностями ротора и гильзы, которые образованы вращением ломаных линий $\Gamma_R = \{R1, R2, ..., R12\}$ и $\Gamma_S = \{S1, S2, ..., S14\}$ относительно оси z цилиндрической системы координат (r, φ, z) (рис. 2, см. обложку). Ротор вращается относительно оси z с постоянной угловой скоростью $\omega = 628$ рад/с.

Воздействием вращающихся частей подшипника на течение рабочей жидкости в зазорах электродвигателя пренебрегаем и считаем, что данное течение стационарное и осесимметричное. Тогда

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, соглашение № 14.577.21.0270, уникальный номер проекта RFMEFI57717X0270.

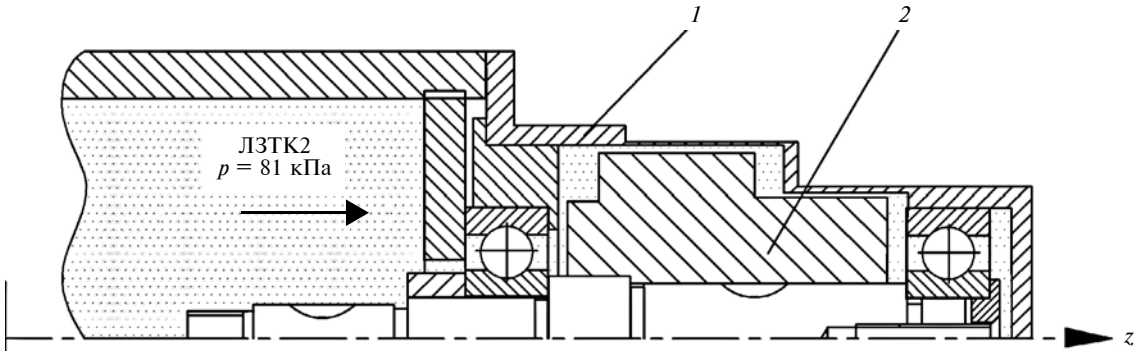


Рис. 1. Схема зазоров, по которым к подшипникам поступает смазочный материал:
1 — гильза; *2* — ротор

запишем систему уравнений гидродинамического течения:

$$\left.\begin{aligned}
&\nu_r\frac{\partial\nu_r}{\partial r}+\nu_z\frac{\partial\nu_r}{\partial z}-\frac{\nu_\varphi^2}{r}=-\frac{\partial}{\partial r}\frac{p}{\rho}+\nu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}r\frac{\partial\nu_r}{\partial r}+\frac{\partial^2\nu_r}{\partial z^2}-\frac{\nu_r}{r^2}\right);\\
&\nu_r\frac{\partial\nu_\varphi}{\partial r}+\nu_z\frac{\partial\nu_\varphi}{\partial z}+\frac{\nu_r\nu_\varphi}{r}=\nu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}r\frac{\partial\nu_\varphi}{\partial r}+\frac{\partial^2\nu_\varphi}{\partial z^2}-\frac{\nu_\varphi}{r^2}\right);\\
&\nu_r\frac{\partial\nu_z}{\partial r}+\nu_z\frac{\partial\nu_z}{\partial z}=-\frac{\partial}{\partial z}\frac{p}{\rho}+\nu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}r\frac{\partial\nu_z}{\partial r}+\frac{\partial^2\nu_z}{\partial z^2}\right);\\
&\frac{1}{r}\frac{\partial r\nu_r}{\partial r}+\frac{\partial\nu_z}{\partial z}=0,
\end{aligned}\right\}\quad(1)$$

и граничные условия:

$$\Gamma_S:\ \mathbf{v}=0;$$

$$\Gamma_R:\ \nu_r=\nu_z=0;\ \nu_\varphi/r=\omega,$$

где $\mathbf{v}=(\nu_r(r, z), \nu_\varphi\{r, z), \nu_z(r, z))$ — вектор скорости в цилиндрической системе координат; $p(r, z)$ — давление; ρ и ν — плотность и коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Плотность и коэффициент кинематической вязкости для ЛЗТК-2 при нормальной температуре (20 °С) $\rho = 692$ кг/м^3 и $\nu = 7{,}4\cdot10^{-7}$ м^2/с. Давление составляло $p = 81$ кПа.

На параллельных оси z участках жидкость движется между коаксиальными цилиндрами. Известны два режима ламинарных течений [1, 2]: течение Куэтта и вихри Тейлора. Течение Куэтта имеет единственную отличную от нуля составляющую $\nu_\varphi(r)$ скорости и реализуется при сравнительно небольшом числе Рейнольдса: $\mathrm{Re}=\nu_ц(R_S-R_R)/\nu$, где $\nu_ц=\omega R_R/(2\pi)$ — линейная скорость вращающегося цилиндра; $R_S > R_R$ — радиусы соответственно статора и ротора. С увеличением числа Re данный режим течения теряет устойчивость (на потерю устойчивости также влияет параметр R_R/R_S) и становится осесимметричным стационарным течением, представляющим собой периодическую по оси z цепочку тороидальных вихрей, т. е. возникают вихри Тейлора.

Для параллельных оси z участков течения получили небольшие значения локальных безразмерных комплексов Рейнольдса: Re = 270,27 для *S*4—*S*5 и *S*10—*S*11; Re = 1277,03 для *R*6—*R*7; Re = 417,57 для *S*8—*S*9. Численные расчеты, выполненные методом контрольных (конечных) объемов, показали, что на данных участках течения представляют собой вихри Тейлора (рис. 3, см. обложку). Максимальное давление достигается у боковой поверхности гильзы на участке *S*6—*S*7 (см. рис. 2). Бóльшая часть кинетической энергии потока относится к вращательной составляющей поля скорости: $\nu_\varphi = 8{,}5$ м/с, при этом скорости ν_r и ν_z не превышают 1,5 м/с.

На участках зазора, расположенных перпендикулярно оси z, стенки ротора выполняют функцию центробежного насоса: вблизи вращающегося диска (части ротора, перпендикулярной оси вращения) возникает центробежная сила, перемещающая рабочую жидкость в радиальном направлении от центра к периферии [2, 3], а у противоположной неподвижной стенки формируется течение в обратном направлении (рис. 4, см. обложку). В середине наблюдаются сложные вихри, создаваемые, по-видимому, вихрями Тейлора, сдвинутыми от стенок силами инерции.

Простую модель течений на участках, перпендикулярных оси z, можно построить по результатам работы [3].

В работе [4] в качестве модели течения у торцевых поверхностей вращающихся деталей насосов предложено использовать точное решение уравнений Навье—Стокса, полученное Карманом [2], которое описывает движение, вызываемое вращающимся диском бесконечного радиуса в неограниченном объеме жидкости. В работе [3] в решениях того же класса точности рассмотрено течение в зазоре конечной ширины между вращающимся диском и неподвижной плоскостью. Используем его для описания циркуляции рабочей жидкости в торцевых участках рассматриваемого зазора.

Будем считать течение вязкой жидкости в зазоре между неподвижной плоскостью и диском бесконечного радиуса установившимся, т. е. оно создается вращением диска с постоянной угловой скоростью ω (рис. 5). Такая модель справедлива, если радиус диска много больше зазора. На жестких границах зазора выполняются условия прилипания:

$$\left.\begin{aligned} z = 0\colon\ & \nu_r = \nu_z = \nu_\varphi = 0; \\ z = h\colon\ & \nu_r = \nu_z = 0,\ \nu_\varphi = \omega r, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где h — размер зазора.

Точное решение системы уравнений (1) будем искать в рамках класса Кармана [1]. Переходя к безразмерным координатам $\xi = r/h$ и $\eta = z/h$, введем обозначения:

$$\nu_r = \frac{\nu}{h}\xi\Psi'(\eta);$$

$$\nu_\varphi = \frac{\nu}{h}\xi\Theta(\eta);$$

$$\nu_z = -2\frac{\nu}{h}\Psi(\eta);$$

$$\frac{p}{\rho} = P_0 + \left(\frac{\nu}{h}\right)^2\left[\frac{r^2}{2}G - 2(\Psi' + \Psi^2)\right],$$

где P_0, G — постоянные; штрихом обозначено дифференцирование по η.

Новые безразмерные неизвестные подчиняются системе нелинейных дифференциальных уравнений шестого порядка с граничными условиями, следующими из условий (2):

$$\left.\begin{aligned} \Psi^{(4)} &= -2(\Psi\Psi''' + \Theta\Theta'); \\ \Theta'' &= 2(\Psi'\Theta - \Psi\Theta'), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

$$\left.\begin{aligned} \eta = 0\colon\ & \Psi = \Psi' = \Theta = \Psi''' - G = 0; \\ \eta = 1\colon\ & \Psi = \Psi' = \Theta - \mathrm{Re}_1 = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где $\mathrm{Re}_1 = \omega h^2/\nu$ — число Рейнольдса.

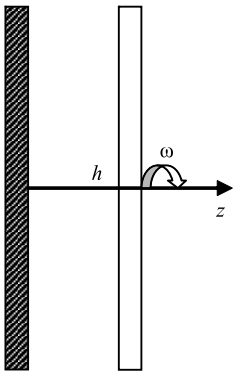


Рис. 5. Расчетная схема для течения рабочей жидкости у вертикальной стенки

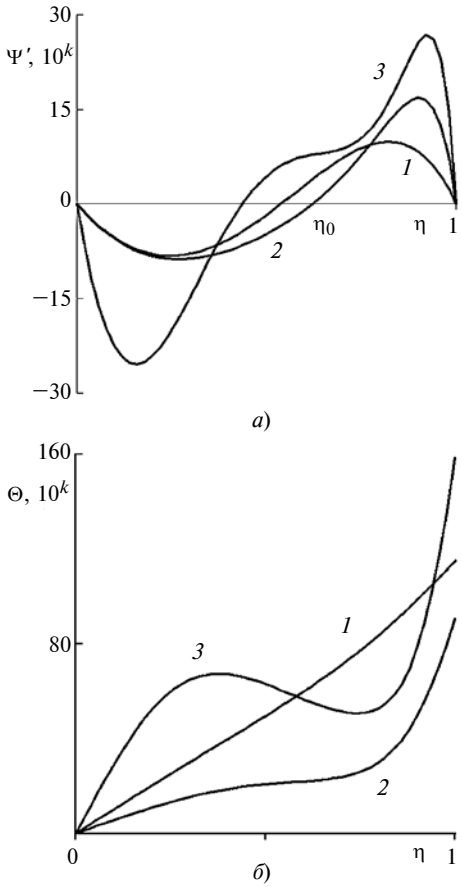


Рис. 6. Функции Ψ′(η) (*а*) и Θ(η) (*б*), определяющие радиальную и азимутальную составляющие скорости течения при разных числах Рейнольдса:
1 — $\mathrm{Re}_1 = 11{,}49$; $k = 1$; *2* — $\mathrm{Re}_1 = 90{,}43$; $k = 0$; *3* — $\mathrm{Re}_1 = 158{,}31$; $k = 0$

Похожая, краевой задачи, описываемой выражениями (3) и (4), детально исследована в работе [3]. В ней, в частности, показано, что, начиная с некоторого значения числа Re_1, решение перестает быть единственным. Далее ограничимся вычислением зависимости расхода жидкости от числа Рейнольдса. При этом будем считать, что решение принадлежит главной ветви, выходящей из состояния покоя.

Вблизи вращающегося диска под действием центробежной силы формируется радиально расходящееся течение, направленное от оси вращения диска к периферии (рис. 6, *а*). В то же время у неподвижной плоскости возникает противоток, направленный к оси симметрии потока. В результате расход оказывается равен нулю (жидкость циркулирует в замкнутом объеме).

Формулу расхода через цилиндрическую поверхность радиуса R запишем с учетом принятых обозначений и выражений (4):

$$Q = \int_0^{2\pi}\int_0^{h} R\nu_r \mathrm{d}\varphi\mathrm{d}r = \frac{2\pi\nu R^2}{h}\Psi(\eta)\Big|_{\eta=0}^{\eta=1} = 0. \qquad (5)$$

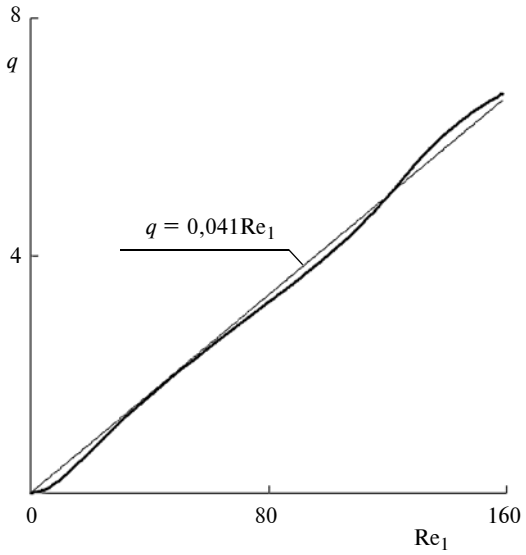


Рис. 7. Зависимость относительного расхода q жидкости от числа Re_1

Вычислим поток массы Q_+ в положительном направлении оси r. Для этого в формуле (5) нижний предел $\eta = 0$ заменим на η_0 — точка, в которой $\Psi'(\eta_0) = 0$ (см. рис. 6, *а*). В результате получим формулу относительного расхода:

$$q \equiv \frac{Q_+ h}{2\pi\nu R^2} = -\Psi(\eta_0).$$

Расчеты показали, что при $0 < \mathrm{Re}_1 < 158$ зависимость $q(\mathrm{Re}_1)$ близка к линейной (рис. 7): $q \approx 0{,}041\mathrm{Re}_1$.

При небольших числах Рейнольдса зависимость приведенной угловой скорости Θ от переменной η близка к линейной (см. рис. 6, *б*). С увеличением числа Re_1 функция $\Theta(\eta)$ становится нелинейной: на небольшом участке у вращающегося диска угловая скорость быстро уменьшается, а затем плавно и немонотонно изменяется до нуля у неподвижной плоскости (см. рис. 6, *б*).

Таким образом, рассмотрено установившееся осесимметричное течение вязкой жидкости в зазоре сложной формы между ротором и статором. Установлено, что на участках, границы которых параллельны оси вращения ротора, течение близко к вихрям Тейлора. Для участков, содержащих торцевые элементы конструкции, предложена простая модель, основанная на точном решении уравнений гидродинамики и учитывающая конечную ширину данных участков. Получены зависимости для оценки потока массы рабочей жидкости в зазорах между гильзой и ротором.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В.** Теоретическая гидромеханика. Ч. II. М.: Физматгиз, 1963. 728 с.

2. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. 736 с.

3. **Mellor G. L., Chappie P. J., Stokes V. K.** On the flow between the rotating and stationary disc // Fluid Mech. 1968. Vol. 31. Par. 1. P. 95—112.

4. **Васильев Э. А., Невелич В. В.** Герметические электронасосы. Л.: Машиностроение, 1968. 260 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-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 624.011.78

А. С. ЗУЕВ (Пермский национальный исследовательский политехнический университет, ПАО НПО "Искра", г. Пермь), А. В. ЛЕПЕШКИН (ПАО НПО "Искра"), e-mail: zasbmp@mail.ru

Оптимизация процесса разрушения песчано-полимерных формообразующих оправок

Разработана новая конструкция крышки, исключающая негативные тепловые воздействия при разрушении песчано-полимерных формообразующих оправок при изготовлении изделия из полимерных композиционных материалов.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, оправка, изготовление, разрушение, нагревание.

A new design of the cover, which excludes negative thermal effects during failure of sand-polymer forming mandrels in the manufacture of a product from polymer composite materials, is developed.

Keywords: polymer composite materials, mandrel, manufacturing, failure, heating.

При производстве изделий из полимерных композиционных материалов намоткой основным технологическим оснащением являются формообразующие оправки, которые подлежат разрушению путем выпаривания или вымывания [1—4]. Процесс разрушения оправок является важным этапом, так как во многом определяет работоспособность и надежность изделия.

Разрушают песчано-полимерные оправки после отверждения (полимеризации) изделия с помощью пароводяной смеси температурой от +90 до −100 °С, которая подается в полость оправки в течение 10÷12 ч. Размягченную массу оправки извлекают лопатами и скребками.

В изделиях ракетно-космического комплекса, в частности, в ракетных двигателях твердого топлива (РДТТ), используют материалы, характеризующиеся высокой стабильностью, что гарантирует высокое качество изделий. Однако при наличии клеевых швов, скрепляющих материалы, и повторном их нагревании до температуры выше 90 °С возможны неблагоприятные последствия:

снижение адгезионной прочности сформированных клеевых швов;

непрогнозируемое, носящее случайный характер, неравномерное разрушение свода песчано-полимерной оправки, повышающее локальные температурные воздействия на теплозащитное покрытие изделия в зоне разрушений;

повышенное нагревание металлических элементов конструкции, в том числе фланцев изделия;

возникновение усадочных процессов в теплозащитном покрытии.

При разрушении оправки используют специальные крышки (рис. 1), которые обеспечивают герметичность и исключают протечки из рабочей полости. Крышка состоит из кольца *1*, закрепляемого на заформованный в песчаную оправку металлический закладной элемент, и кольца *2*, закрепляемого на фланец изделия с помощью крепежа *3*. На кольцо *2* крепится крышка *4* с установленными на ней патрубком *5* для подачи/отвода пароводяной смеси и фитингом *6* для установки измерительной аппаратуры (термопара и манометров). Уплотнения *7* компенсируют неточность установки элементов крышки и не позволяют пароводяной смеси

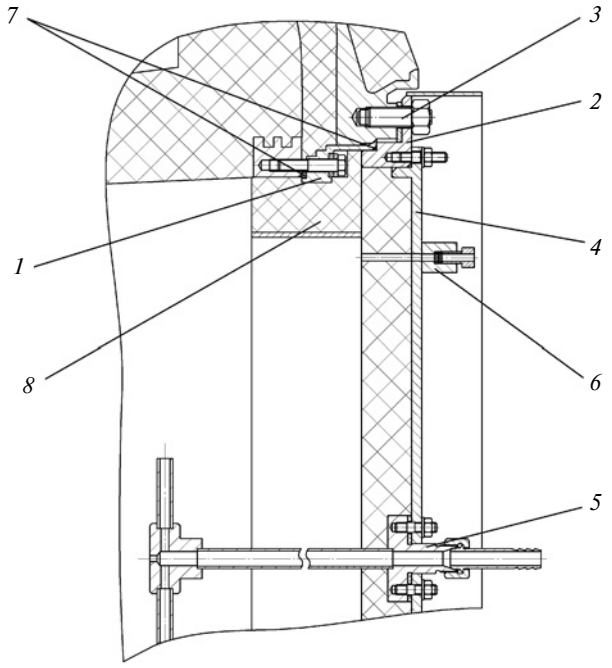


Рис. 1. Крышка с теплоизоляционными матами

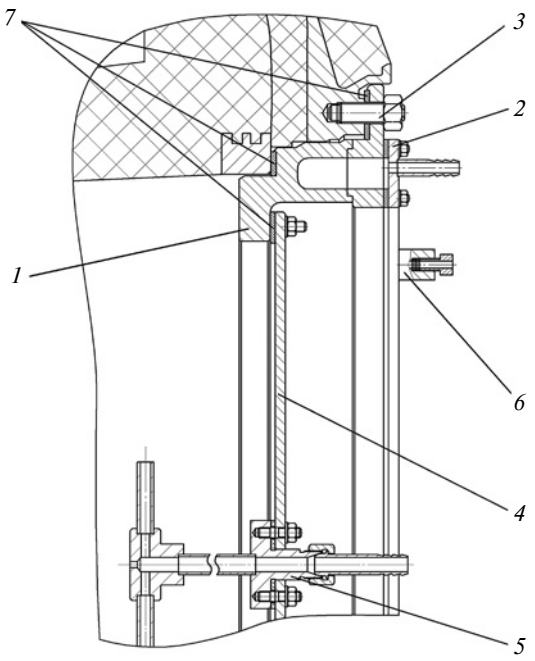


Рис. 2. Крышка с водяным охлаждением

проникать во внешнюю среду. На крышку устанавливают теплоизоляцию, исключающую неблагоприятные воздействия температуры на теплозащитное покрытие.

Теплоизоляционные маты изготовляют из прессовой пластины (ТУ 38.105867—90) толщиной от 3 до 25 мм. Пластины склеивают клеем КДС-17М. Эффективность данной теплоизоляции подтверждена работой корпусных элементов РДТТ.

Для оптимизации процесса разрушения оправки специалистами НПО "Искра" была предложена усовершенствованная конструкция крышки (рис. 2), которая исключает применение теплоизоляционных матов. Крышка состоит из коллектора *1*, закрепляемого на фланец изделия с помощью крепежа *3*, перекрываемый кольцом *2*. На коллекторе закреплена крышка *4* с установленными на ней патрубком *5* для подачи/отвода пароводяной смеси и фитингом *6* для установки измерительной аппаратуры. Герметичность конструкции обеспечивают уплотнения *7*.

Перед началом разрушения оправки с помощью пароводяной смеси в коллектор *1* подают холодную воду, которая циркулируя, отводит теплоту от крышки в течение всего процесса разрушения песчано-полимерной оправки.

Эффективность крышки новой конструкции проверена при изготовлении РДТТ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воробей В. В., Маркин В. Б.** Основы технологии и проектирование корпусов ракетных двигателей. Новосибирск: Наука, 2003. 164 с.

2. **Зуев А. С.** Металлическая оправка для производства изделий из полимерных композиционных материалов методом намотки // Наука и технология. Мат. XXXV всерос. конф., посвященной 70-летию Победы. Т. 5. М.: РАН, 2015. С. 12—15.

3. **Зуев А. С.** Изготовление оправок для производства изделий из композиционных материалов методом намотки // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 36, 37.

4. **Особенности** разработки средств технологического оснащения для производства изделий из полимерно-композиционных материалов методом намотки / Г. И. Шайдурова, А. С. Зуев, А. Ю. Емашев, В. Е. Антипин // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 36. С. 64—76.

УДК 621.9.04:621.43.038

А. Г. ГУСЕЙНОВ, д-р техн. наук, Х. А. КЯЗИМОВА (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: h.elekber9@mail.ru

Диффузионная металлизация для повышения износостойкости деталей гусеничных движителей

Предложено повышение износостойкости деталей гусеничных движителей созданием упрочняющего поверхностного слоя диффузионным титанированием.

Ключевые слова: гусеничный движитель, износостойкость, титанирование.

It is proposed to increase the wear resistance of tracked propulsion parts by creating a strengthening surface layer by diffusion titanizing.

Keywords: tracked propulsion, wear resistance, titanizing.

Исследования изнашивания деталей гусеничных движителей показали низкую износостойкость пальцев и звеньев гусениц при работе в условиях высокоабразивных почв. Характер изнашивания в абразивной среде без смазочного материала зависит от соотношения твердостей детали и абразива [1]. Твердость серийных деталей военной техники ниже твердости кварца и полевого шпата, содержащихся в почве, что и обусловливает их интенсивное изнашивание.

В машиностроении непрерывно ведутся работы по созданию новых покрытий, способных повы-

сить надежность, долговечность деталей и их работоспособность в экстремальных условиях: при коррозионном воздействии среды, наличии абразивных частиц и других негативных факторах.

Одним из эффективных способов повышения стойкости деталей к абразивному изнашиванию является нанесение на их поверхности износостойких покрытий, например, диффузионным титанированием.

Диффузионное титанирование и хромотитанирование являются наиболее перспективными способами повышения износостойкости деталей, увеличивающие твердость их поверхностей до 1200÷2000 *HV*.

Цель настоящей работы — повышение износостойкости деталей гусеничных движителей для увеличения их ресурса путем создания упрочняющего покрытия титанированием. Способы титанирования и требуемое для этого оборудование представлены в работе [2].

Выбранное для этих целей газофазное диффузионное титанирование можно осуществлять контактным и неконтактным способами. Кроме того, изменение линейных размеров деталей при металлизации можно использовать для восстановления деталей при ремонте.

Состав смеси для диффузионного титанирования: 70 % ферротитана (ФТИ-30); 27 % окиси алюминия; 3 % хлористого алюминия. Образцы и детали помещали в герметичные контейнеры, засыпали смесью и нагревали в электропечи сопротивления СНО до температуры 850÷1200 °С, время выдержки составляло от 2 до 8 ч [2].

Твердости поверхностей деталей и распределение микротвердостей покрытий по толщине исследовали на приборе ПМТ-3М при нагрузке 0,98 Н. Структуру поверхностных слоев определяли металлографическим методом. Состав фаз на поверхности образцов (толщина слоя до 6 мкм) определяли рентгенографированием на аппаратуре ДРОН-1 в излучении хрома. Для определения состава фаз образцы перед рентгенографированием шлифовали, снимая слой заданной толщины. Методика определения износостойкости деталей изложена в работе [3].

Для повышения износостойкости звеньев и пальцев гусеницы исследовали влияние повышения твердости одной из деталей трибосопряжения на долговечность пары трения. Исследовали серийные звенья гусениц, отлитых из высокомарганцовистой стали Г13Л. Данные звенья применяются с серийными пальцами из стали 50Г, представляющими собой стержни диаметром 22 мм и длиной 420 мм, которые закаливали токами высокой частоты (ТВЧ), обеспечивая твердость поверхности не менее 54 *HRC*, а на глубине 3,5 мм твердость не менее 54 *HRC*. Пальцы подвергали титанированию, а затем закалки ТВЧ.

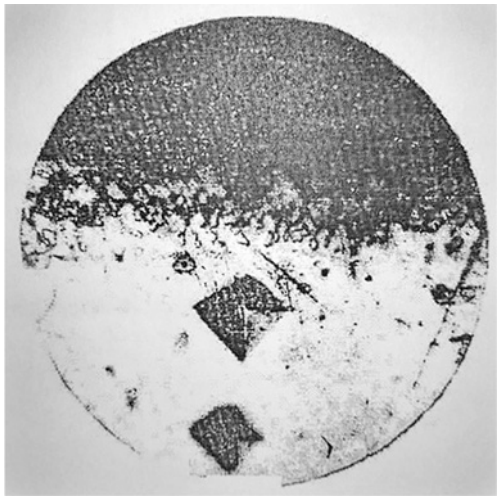


Рис. 1. Титанированный слой после упрочнения (травление HNO_3)

Изнашивание деталей исследовали на вырезанных образцах в парах трения: серийное звено и серийный палец; серийное звено и титанированный палец.

Ввиду того что титанированные пальцы первой партии, подвергавшиеся закалке ТВЧ непосредственно после титанирования, оказались недостаточно прочными, провели ряд экспериментов с целью оптимизации режима термической обработки пальцев, обеспечивающего требуемую прочность. Было принято решение применять нормализацию пальцев после титанирования.

Твердость титанированного слоя составила 2500÷3200 *HV*, микроструктура слоя не изменилась, дисперсность структуры подслоя с повышенной концентрацией углерода повысилась, а зернистость сердцевины пальца стала более мелкой, что улучшило качество детали (рис. 1). Для дальнейшего повышения ударной прочности пальцев после закалки ТВЧ осуществляли отпуск в масляной ванне при температуре 180 °С.

В результате принят следующий режим обработки: титанирование, нормализация при температуре 820÷840 °С, закалка ТВЧ в течение 2 ч; отпуск в масляной ванне при температуре 180 °С в течение 2 ч.

Исследования показали, что при контактном титанировании на поверхности деталей образуется слой карбида титана с микротвердостью 25 000÷32 000 МПа, толщина которого зависит от температуры и времени насыщения.

Изменение твердости сталей по глубине диффузионного слоя после диффузионного титанирования показано на рис. 2. На поверхности слоя располагаются титаниды железа (микротвердость

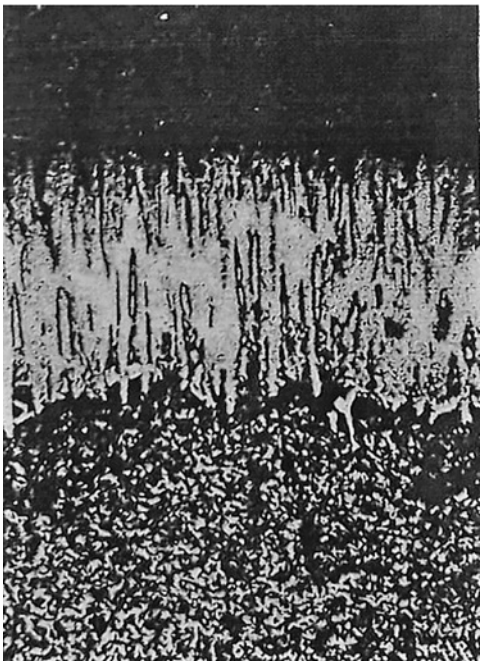


Рис. 2. Микроструктура поверхностного слоя пальца, титанированного и нормализованного при температуре 830 °С в течение 2 ч и прошедшего закалку ТВЧ (травление 4 %-ным HNO_3)

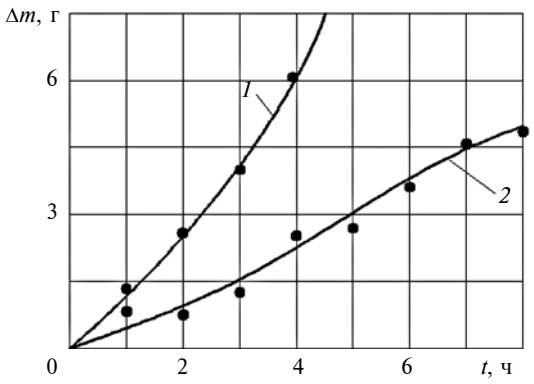


Рис. 3. Зависимости среднего износа Δ*m* серийных (*1*) и титанированных (*2*) пальцев гусеничных движителей от времени *t* работы

25 000÷32 000 МПа), далее — обезуглероженная зона с пониженной микротвердостью. Максимальную микротвердость имеют слои на глубине 5÷10 мкм.

Рентгено- и металлографическими исследованиями установлено, что металлический титан, осаждаясь на поверхность стальной детали, дуффундирует вглубь, и в результате встречной диффузии из сердцевины изделия на поверхности детали образуется покрытие на начальном этапе насыщения из титанида железа и карбида титана. С увеличением продолжительности процесса появляется фаза ($FeTi_2$ + NiC), а диффузионный слой состоит из фазы ($FeTi_2$ + TiC).

Исследование обработанных таким образом пальцев показало, что микроструктура титанированного слоя представляет собой столбчатые кристаллы титанида железа; структура закаленного слоя состоит из мелкоигольчатого мартенсита с отдельными мелкими включениями троостита. Переходный слой имеет структуру мартенсита, перемежающегося с участками троостита. Сердцевина мелкозернистая, состоит из перлита и феррита, расположенного по границам зерен. Термическая обработка титанированных деталей ТВЧ повысила ударную вязкость пальцев примерно в 3—4 раза [1].

Для сравнения параллельно испытывали на износостойкость серийные пальцы из стали 50Г, прошедших закалку ТВЧ на глубину 3,5÷4 мм, и пальцев, не подвергавшихся термической обработке. Всего было испытано 50 пар.

Испытания с сухим кварцевым песком проводили в течение 4 ч. Износ деталей определяли взвешиванием на аналитических весах после каждого часа работы. Износ 60 % пальцев составил 6÷8 г. Твердость 50÷64 *HRC* пальцев не оказывает существенного влияния на изнашивание деталей сопряжения, средний износ за 4 ч работы составил Δm = 6,2÷6,5 г. Средний износ пальцев за то же время работы в опытных сопряжениях с титанированными пальцами составил Δm = 1 г, что почти в 6 раз меньше износа серийных пальцев (рис. 3).

При дальнейшей эксплуатации исследуемых пар трения интенсивность изнашивания увеличивалась. Средний износ титанированных пальцев за 8 ч работы составил Δm = 4,6 г, что в 1,3 раза меньше износа серийных пальцев, проработавших всего 4 ч.

Износ пар трения с титанированными пальцами за 4 ч испытаний с песком в 2,8 раза оказался меньше, чем у серийных пар трения. При этом распределение износа было равномерным.

Срок службы исследуемых деталей во многом зависит и от почв, на которых эксплуатируется гусеничное транспортное средство, так как имеет место шаржирование поверхностей деталей трибологических сопряжений.

Таким образом, проведенные испытания показали, что титанирование деталей гусеничных движителей, эксплуатируемых на высокоабразивных почвах, значительно повышает износостойкость и на 70÷80 % увеличивает их срок службы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гусейнов А. Г.** Моделирование абразивного износа прецизионных деталей // Вестник машиностроения. 2000. № 10. С. 49—56.

2. **Гусейнов А. Г.** Восстановление и упрочнение прецизионных деталей машин и аппаратуры комплексной диффузионной металлизацией // Вестник машиностроения. 2000. № 5. С. 40—45.

3. **Гусейнов А. Г.** Восстановление и упрочнение деталей диффузионным титанированием // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С. 43—45.

УДК 65.012.122:658.512.6

В. И. МАМОНОВ, В. А. ПОЛУЭКТОВ, кандидаты экономических наук (Новосибирский ГТУ),
e-mail: v.mamonov@corp.nstu.ru; poluektov@corp.nstu.ru

Моделирование параметров загрузки технологических единиц рабочих центров

Рассмотрен алгоритм оптимизации загрузки идентичного технологического оборудования в рабочих центрах механообрабатывающих цехов с целью минимизации простоев станков и обеспечения заданных сроков выпуска продукции. Алгоритм состоит из пошаговой коррекции планов загрузки станков методом перебора, число вариантов в котором существенно меньше, чем в случае полного перебора.

Ключевые слова: автоматизированная система управления, рабочий центр, загрузка, станок, календарное расписание, программа выпуска.

The loading optimization algorithm of identical manufacturing equipment in the working centers of machining shops with the purpose of minimizing machine-tools downtime and ensuring the specified production time is considered. The algorithm consists of step-by-step correction of machine-tools loading plans based on the enumeration method, the number of options in which is significantly lower than in the case of complete enumeration.

Keywords: automated control system, work center, loading, machine tools, calendar schedule, program of release.

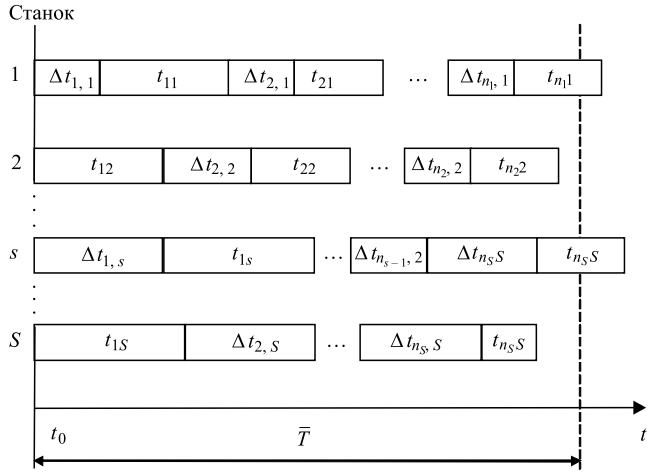
Организационно-технологическую основу производственных систем в машиностроении составляют рабочие центры, которые могут быть основными элементами (цеховая структура) или основой в более совершенных структурах (продуктовый поток, сборочная линия, групповая технологическая ячейка и т. д.) [1]. Рабочий центр — производственная территория (зона), состоящая из одного или нескольких работников и/или машин с идентичными возможностями, которую при планировании требуемых мощностей или при детальном календарном планировании можно рассматривать как единицу [2, с. 296—297]. В высокотехнологичном производстве рабочие центры оснащают высокопроизводительным автоматизированным оборудованием, которое даже при ускоренной амортизации должно функционировать с высоким коэффициентом сменности. Важнейшим при решении задачи по эффективному использованию данного оборудования является обеспечение загрузки в соответствии с его пропускной способностью. Выполнение необходимых операций достигается соблюдением маршрутов движения изделий между рабочими центрами, организованных по функциональному признаку. При этом операция ставится в очередь для выполнения на соответствующем станке (станках) рабочего центра. Календарное планирование в данном случае заключается в определении порядка выполнения операций и назначении конкретных станков рабочего центра. Для того чтобы перед рабочим центром не образовывалась очередь, необходимо определить его пропускную способность в зависимости от поступающего потока изделий для обработки. В MES-системах определению пропускной способности центров, диаграмм загрузки и использованию (в процентах) технологического оборудования отводится центральное место [3], так как время производственного процесса в рабочем центре зависит от его пропускной способности и планируемого потока изделий [4, 5].

Алгоритм оптимизации загрузки идентичного технологического оборудования в рабочих центрах

Рассмотрим модель функционирования рабочего центра как совокупности параллельно действующих идентичных технологических единиц оборудования, осуществляющих заданные операции. Упорядочение работ является типичной задачей теории расписаний [6], к которой можно свести другие задачи, дополнив постановку соответствующими условиями. Например, задачу загрузки групп оборудования на предметно-замкнутых участках партиями предметов [7] можно получить из задачи загрузки рабочего центра при условии выполнения им связанных между собой операций.

Пусть имеются N работ (технологических операций над конкретными изделиями) и S технологических единиц оборудования, на которых можно выполнить планируемые операции. Число работ, подлежащих выполнению, представляет собой перечень изготовляемых изделий, который должен быть выполнен за учитываемый интервал времени при соблюдении заданных сроков на выполнение заказа. При постановке задачи будем считать, что станки рабочего центра по производительности различаются несущественно. Поэтому каждую операцию можно выполнить на любой единице технологического оборудования за время, установленное в маршрутной карте. Ограничивающим фактором является производительность оборудования рабочего центра, которую эквивалентно можно описать через фонды времени работы станков при посменном планировании.

Требуется распределить N работ по S станкам так, чтобы полное время $T_з$ занятости рабочего центра было минимальным. При этом необходимо зафиксировать моменты окончания работы обору-



Вариант распределения работ по станкам рабочего центра

дования или запаздывания относительно следующего периода планирования загрузки оборудования рабочего центра. Время занятости рабочего центра является одной из важнейших характеристик его работы, так как определяет его производительность и способность завершить все планируемые операции в более короткие сроки. Одновременное окончание всех операций — важнейшее требование, если они принадлежат одному заказу, так как позволяет без задержки планировать передачу всех работ другим центрам по технологической цепи.

Возможный вариант распределения работ по станкам рабочего центра приведен на рисунке. Здесь t_0 — начало отсчета времени посменного планирования загрузки станков на период, установленный при календарном планировании (на время t_0 часть станков свободны, другая часть еще загружена); t_{is} — продолжительность i-й работы на станке с номером s ($1 \le i \le n_s$, $1 \le s \le S$, где n_s — число работ, закрепленных за станком с номером s); $\Delta t_{i,s}$ — время задержки начала i-й работы относительно окончания $(i-1)$-й работы; $\Delta t_{1,s}$ — время задержки станка с номером s относительно времени t_0.

Продолжительность занятости станка с номером s ($1 \le s \le S$): $T_s = \sum_{i=1}^{n_S} (t_{is} + \Delta t_{i,s})$, где n_i — число закрепленных за станком работ; $\sum_{s=1}^{S} n_s = N$.

Определим среднее время занятости станков как $\bar{T} = \frac{1}{S} \sum_{s=1}^{S} T_s$ и запишем равенство: $\sum_{s=1}^{S} (\bar{T} - T_s) = S\bar{T} - \sum_{s=1}^{S} T_s = 0$. Следовательно, нельзя ожидать значений $\max_{1 \le s \le S} \{T_s\}$, меньших $\bar{T}$. Задача заключается в минимизации отклонения T_s, $s = 1, ..., S$ от $\bar{T}$. Поэтому оптимальный план загрузки рабочего центра обеспечит равенство $\bar{T} = T_s$, $s = 1, ..., S$. Заметим, что время $\Delta t_{i,s} \ge 0$ на подготовку очередных работ, незапланированных вспомогательных операций и прочего, заранее определить точно нельзя. Их устанавливают опытным путем, поэтому их удобно включить в соответствующие $t_{i,s}$ и далее изъять из рассмотрения.

Так как наилучшей комбинацией величин T_1, T_2, ..., T_S является вариант, в котором каждая из них равна среднему времени занятости станков, то воспользуемся одним из возможных алгоритмов упорядочения работ [8, 9], состоящим из пошаговой коррекции планов загрузки, начиная с предварительного плана, полученного с помощью эвристических правил.

Упорядочим продолжительности работ по возрастанию и соответственно перенумеруем их: t_j, $j = 1, ..., 12$. Загрузку можно начинать с любого станка. Сформируем перечень работ для первого станка с учетом его времени запаздывания относительно единого для рабочего центра времени t_0 начала загрузки. Определим наименьший номер $j = p$, отвечающий условию $\Delta t_{1,1} + \sum_{j=1}^{p} t_j \ge \bar{T}$, и продолжительность T_1 занятости первого станка выполнением закрепленных за ним операций по правилу, определяемому выражением

$$T_1 = \begin{cases} \Delta t_{1,1} + \sum_{j=1}^{p} t_j, \\ \text{если } \Delta t_{1,1} + \sum_{j=1}^{p} t_j - \bar{T} < \bar{T} - \Delta t_{1,1} - \sum_{j=1}^{p-1} t_j; \\ \Delta t_{1,1} + \sum_{j=1}^{p-1} t_j, \\ \text{если } \Delta t_{1,1} + \sum_{j=1}^{p} t_j - \bar{T} > \bar{T} - \Delta t_{1,1} - \sum_{j=1}^{p-1} t_j. \end{cases}$$

Применив данную процедуру к остальным станкам, получим последовательность значений T_2, T_3, ..., T_S, среди которых находится величина $\max_{1 \le s \le S} T_s \ge \bar{T}$. Если расхождение величин существенное, что свидетельствует о неравномерной загруженности станков, то среди полученных значений находим $\min_{1 \le s \le S} T_s$ и перераспределяем работы между наиболее и наименее загруженными станками с целью получения меньшего времени загруженности рабочего центра: $T_3 = \max_{1 \le s \le S} T_s$. Данную процедуру повторяем, если обмен работами между станками быстро приводит к приемлемому резуль-

тату, т. е. когда погрешность $\left(\max\limits_{1 \le s \le S} T_s - \overline{T}\right)/\overline{T}$ находится в допустимом с учетом условий производства диапазоне, в противном случае необходимо разрабатывать дополнительные процедуры по улучшению решения.

Апробация алгоритма

Число работ, которыми подлежит загрузить рабочий центр, состоящий из трех ($S = 3$) идентичных по производительности станков, $N = 12$. Продолжительности работ с учетом возможных задержек упорядочены по возрастанию; первые две работы являются фиктивными, так как отражают время занятости двух станков работами из предыдущего цикла планирования ко времени t_0 загрузки станков: $\Delta t_{11} = 6$ ч; $\Delta t_{12} = 12$ ч; $t_1 = 12$ ч; $t_2 = 18$ ч; $t_3 = 18$ ч; $t_4 = 21$ ч; $t_5 = 24$ ч; $t_6 = 27$ ч; $t_7 = 27$ ч; $t_8 = 30$ ч; $t_9 = 33$ ч; $t_{10} = 36$ ч; $t_{11} = 39$ ч; $t_{12} = 48$ ч.

Найдем оптимальный план распределения работ по станкам рабочего центра, т. е. такой, при котором значение T_3 минимально.

Решение начинаем с расчета $\overline{T} = \frac{1}{3}\left(\Delta t_{1,1} + \Delta t_{1,2} + \sum\limits_{j=1}^{12} t_j\right)$. Допустим, что первый и второй станки освобождаются соответственно через 6 и 12 ч после начала цикла планирования. Для первого станка получим: $\Delta t_{1,1} + \sum\limits_{j=1}^{5} t_j = 99 < 117$, $\Delta t_{1,1} + \sum\limits_{j=1}^{6} t_j = 126 > 117$. Из выражения (1) $T_1 = 126$, тогда $p = 6$, т. е. за первым станком закрепляют работы 1—6. Для определения загрузки второго станка составляем: $\Delta t_{1,2} + \sum\limits_{j=7}^{9} t_j = 102$, $\Delta t_{1,2} + \sum\limits_{j=7}^{10} t_j = 138$. Так как $138 - 117 > 117 - 102$, то принимаем $T_2 = 102$, т. е. за вторым станком закрепляем работы 7—9. Далее за третьим станком закрепляем работы 10—12. Суммарное время загрузки станка составляет $T_3 = 123$. По первой процедуре распределения работ по станкам получаем следующий план загрузки: S_1:(6, 12, 18, 18, 21, 24, 27); $T_1 = 126$; S_2:(12, 27, 30, 33); $T_2 = 102$; S_3:(36, 39, 48); $T_3 = 123$, где $\max\limits_{1 < s < 3} T_s = T_1 = 126$; $\min\limits_{1 < s < 3} T_s = T_2 = 102$; $T_1 - T_2 = 14$.

Оценим погрешность на каждой итерации составления плана загрузки по выражению $\left(\max\limits_{1 < s < 3} T_s - \overline{T}\right)/\overline{T}$. Если данная погрешность находится в допустимых пределах, то загрузка станков считается законченной, в противном случае следует снизить погрешность, перераспределив работы между станками. Для полученного варианта загрузки станков погрешность составляет 7,7 %. Данная погрешность велика, поэтому перераспределим работы между первым и вторым станками с целью уменьшения T_1 и увеличения T_2 так, чтобы их загрузка больше соответствовала бы значению $\overline{T}$. Заметим, что требуемого результата можно достичь разными способами.

Получаем новое распределение работ между станками и новый вариант загрузки станков: S_1:(6, 12, 18, 24, 27, 30); $T_1 = 117$; S_2:(12, 18, 21, 27, 33); $T_2 = 111$; S_3:(36, 39, 48); $T_3 = 123$. При этом погрешность составила 5,1 %. Ее можно уменьшить, переместив работу t_{10} с третьего станка на второй, а со второго станка работу t_9 переместить на третий станок. Тогда загрузка станков будет иметь вид: S_1:(6, 12, 18, 24, 27, 30); $T_1 = 117$; S_2:(12, 18, 21, 27, 36); $T_2 = 114$; S_3:(33, 39, 48); $T_3 = 120$. Погрешность составила ≈2,6 %, что вполне приемлемо.

При посменном планировании загрузки рабочего центра учет сроков готовности станков к выполнению работ осуществлять проще, если удается достичь $T_3 = \overline{T}$. Однако перераспределение работ между станками с целью уменьшения общей занятости центра осуществлять труднее. Поэтому следует предложить формализованную процедуру улучшения результата и уменьшения погрешности.

Все продолжительности работ и время запаздывания станков к началу посменного планирования будем считать целыми числами, что легко достигается изменением масштаба.

Приемлемо допущение, что при изменении масштаба значения параметров расписания и продолжительностей работ имеют наибольший общий делитель (НОД) (Δt_{1s}, t_j). Использование линейных диофантовых уравнений позволяет для каждого станка искать соответствующие непересекающиеся наборы работ, не рассматривая недопустимые варианты [10]. Поскольку в диофантовом уравнении переменные являются булевыми (коэффициенты Безу), то для решения уравнения предлагается метод перебора, который учитывает свойства задачи и объем вариантов, в котором существенно меньше полного перебора.

Зададим верхнее число вариантов, считая запаздывания станков к началу счета фиктивными работами. Вернемся к исходным данным, которые упорядочены по возрастанию. Так как последовательность возрастающая, то всегда отыщется номер работы, начиная с которого сумма продолжительностей всех предшествующих работ, не включая данную работу, окажется меньше средней занятости рабочего центра. Однако если к сумме предшествующих работ добавить работу с таким номером, то сумма превысит среднюю занятость, например, $\Delta t_{1,1} + \Delta t_{1,2} + \sum\limits_{j=1}^{5} t_j = 111 < 117$. Но если добавить

работу 6, то получим $\Delta t_{1,1} + \Delta t_{1,2} + \sum_{j=1}^{6} t_j = 138$. Так как последовательность возрастающая, то нет смысла рассматривать наборы работ, число которых вместе с фиктивными работами больше семи. С другой стороны, учитывая продолжительности работ в конце последовательности, можно сделать вывод, что число работ, закрепленных за станком, не может быть меньше трех. Сложность вычислений данной задачи существенно зависит от числа переборов, определяемых выражением $\sum_{m=3}^{6} C_{14}^{m} = 6370$. Заметим, что число вариантов включает в себя большее число недопустимых вариантов, которые легко отбрасываются по правилам, предусмотренным процедурой сокращенного перебора.

Может случиться так, что цель задачи в виде $T_3 = \overline{T}$ недостижима. Тогда надо последовательно выполнять процедуру, заменяя $\overline{T}$ на $T = \overline{T} + k\text{НОД}(\Delta t_{1,s}, t_j)$, где $k = 1, 2, ...$; $s = 1, ..., S$, пока не будет составлено расписание с наименьшей погрешностью.

Например, в результате применения процедуры перебора были получены следующие оптимальные варианты загрузки:

Вариант 1: S_1:(Δt_{11}, t_1, t_2, t_9, t_{12}) = (6, 12, 18, 33, 48); S_2:(Δt_{12}, t_4, t_6, t_7, t_8) = (12, 21, 27, 27, 30); S_3:(t_3, t_5, t_{10}, t_{11}) = (18, 24, 36, 39).

Вариант 2: S_1:(Δt_{11}, t_1, t_2, t_9, t_{12}) = (6, 12, 18, 33, 48); S_2:(Δt_{12}, t_3, t_4, t_8, t_{10}) = (12, 18, 21, 30, 36); S_3:(t_5, t_6, t_7, t_{11}) = (24, 27, 27, 39).

Вариант 3: S_1:(Δt_{11}, t_8, t_9, t_{12}) = (6, 30, 33, 48); S_2:(Δt_{12}, t_1, t_2, t_3, t_4, t_{10}) = (12, 12, 18, 18, 21, 36); S_3:(t_5, t_6, t_7, t_{11}) = (24, 27, 27, 39).

Видно, что занятости станков в рабочем центре во всех вариантах равны средней продолжительности, т. е. получены оптимальные расписания, погрешности для данных планов загрузки рабочего центра равны нулю.

Время перебора и отсева недопустимых вариантов на порядок меньше времени, требуемого производственной системе на предоставление необходимых данных в автоматизированном режиме об освобождении станков и перечне работ, ожидающих обработку. Кроме того, автоматизированная диспетчерская система всегда предполагает участие плановика.

Рассмотренная задача не учитывает многие существенные особенности в организации работ.

Во-первых, возможны разные производительности оборудования, т. е. когда время выполнения работ разное в зависимости от постановки задачи на тот или иной станок. Если режим работы оборудования рабочего центра позволяет увеличивать занятость станков с меньшей производительностью в течение суток, то в задаче можно использовать время выполнения работ на наиболее производительных станках. Если при составлении окончательного расписания работа загружается на менее производительный станок, то ее время выполнения в действительности будет увеличено пропорционально производительности станков.

Во-вторых, при загрузке станков иногда следует учитывать связанность работ. Например, когда работы принадлежат одному заказу или когда коэффициент использования изготовляемых изделий в других заказах весьма высок. Тогда планирование производства таких изделий приходится осуществлять в порядке опережения. Решение данных задач всегда зависит от конкретного случая. Иногда возможно объединение работ в одну позицию при загрузке технологических единиц рабочего центра. Задача планирования значительно усложняется, если связанные работы в соответствии с маршрутами должны проходить обработку в нескольких рабочих центрах. Тогда сокращение времени производства всей номенклатуры производственной программы приводит к решению задачи теории расписаний, в которой под технологической единицей рассматривается рабочий центр.

В третьих, при планировании иногда возникает ситуация, когда сумма времени задержки начала последующей работы относительно начала предыдущей и продолжительности выполнения последующей работы представляет собой случайную величину. Ограниченность информации и времени при посменном планировании работ в рабочих центрах не позволяет иметь в распоряжении все характеристики случайных величин. Поэтому продолжительности выполнения работ следует рассматривать как их статистические аналоги — математические ожидания, которые определяются опытным путем. Отказ от детализации в данном случае вполне оправдан.

В четвертых, задача существенно усложняется, если необходимо учитывать сроки поставки работ в рабочий центр или группу центров, например, когда заказчик устанавливает сроки выполнения заказа. В этом случае в алгоритме учитывают систему приоритетов выполняемых работ и вводят их в качестве решающих правил в задачу составления календарных расписаний выполнения работ во всех предусмотренных технологическим маршрутом центрах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Грундик К. Г.** Проектирование промышленных предприятий: Принципы. Методы. Практика / Пер. с нем. М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. 340 с.

2. **Гаврилов Д. А.** Управление производством на базе стандарта MRPII. СПб.: Питер, 2008. 416 с.

3. **Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н.** Оперативное планирование и управление машиностроительным производством на основе исполнительных про-

УДК 621.983:539.374

С. Н. ЛАРИН, д-р техн. наук, В. И. ПЛАТОНОВ, канд. техн. наук (Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Исследование качества изделий из алюминиевых сплавов, получаемых изотермическим свободным деформированием в квадратную матрицу[1]

Разработана математическая модель изотермического свободного деформирования листовой заготовки из анизотропного материала в квадратную матрицу в режиме ползучести для алюминиевых сплавов, к которым применима энергетическая теория ползучести и повреждаемости. Установлены зависимости изменения относительных толщин заготовки в куполе и в месте ее закрепления, высоты заготовки и максимальной накопленной повреждаемости (в куполе заготовки) от времени деформирования при разном нагружении для алюминиевого сплава АМг6.

Ключевые слова: пневмоформовка, напряжение, деформация, кратковременная ползучесть, квадратная матрица, повреждаемость.

A mathematical model of isothermal free deformation of a sheet blank made of an anisotropic material into a square matrix in creep mode for aluminum alloys, to which the energy theory of creep and damageability is applicable, is developed. The dependences of changes in the relative blank thickness in a dome and in a place of its fixation, the height of the blank and the maximum accumulated damage (in the dome of the billet) on the deformation time at different loading for "AMг6" aluminum alloy are determined.

Keywords: pneumatic forming, stress, deformation, short-term creep, square matrix, damageability.

Конструкции из одного или нескольких слоев ячеистой формы применяют при изготовлении корпусов топливных емкостей, крыльев, обтекателей и т. п. При высокой прочности данные конструкции характеризуются небольшим весом и равнопрочностью при нагружении. Существующие технологии получения конструкций ячеистой формы основываются на фрезеровании и электрохимической обработке [1, 2]. К перспективной технологии можно отнести горячее медленное деформирование газом под избыточным давлением.

Цель настоящей работы — моделирование изотермического свободного деформирования в матрице квадратной формы в условиях кратковременной ползучести.

Рассмотрим формоизменение листа толщиной h_0 в матрице квадратной формы со сторонам $2a$ при кратковременной ползучести под давлением p, закон изменения которого $p = p_0 + a_p t^{n_p}$, где a_p и n_p — параметры нагружения; t — время. Материал имеет анизотропные свойства.

Заготовку вырезали так, что одна ее сторона совпадает с направлением оси y, т. е. перпендикулярна направлению прокатки (оси x) [1—10]. Заготовку закрепляли по внешнему контуру (рис. 1).

При моделировании предполагаем, что напряженное состояние заготовки плоское ($\sigma_z = 0$). При формоизменении изделие приобретает форму сферы. Считаем, что по осям симметрии профиль изделия представляет собой окружность.

Оценим теоретически изотермическое формоизменение листовой заготовки в режиме вязкого течения при кратковременной ползучести ($\sigma_e \le \sigma_{e0}$) для заготовок из материалов, для которых справедлива энергетическая теория ползучести и повреждаемости.

Так как давление p формовки в любой момент формоизменения одинаково распределяется по по-

[1] Работа выполнена в рамках грантов РФФИ № 16-48-710016 и 16-08-00020 и гранта администрации Тульской области.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

изводственных систем // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 41—43.

4. **Мауэргауз Ю. Е.** "Продвинутое" планирование и расписания (AP&S) в производстве и цепочках поставок. М.: Экономика, 2012. 574 с.

5. **Мухин И. Н.** Автоматизация процесса производственного планирования при мелкосерийном и позаказном производстве // Автоматизация в промышленности. 2012. № 10. С. 26—29.

6. **Лазарев А. А., Гафаров Е. Р.** Теория расписаний. Задачи и алгоритмы. М.: МГУ им. М. В. Ломоносова. 2011. 222 с.

7. **Мамонов В. И., Полуэктов В. А.** Эффективность применения внутренних регуляторов оперативного управления предметно-замкнутыми участками в условиях единого ритма // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 80—84.

8. **Вентцель Е. С.** Исследование операций. М.: Советское радио, 1972. 552 с.

9. **Дегтярев Ю. И.** Исследование операций. М.: Высшая школа, 1986. 320 с.

10. **Фадеев Д. К.** Лекции по алгебре. М.: Наука, 1984. 416 с.

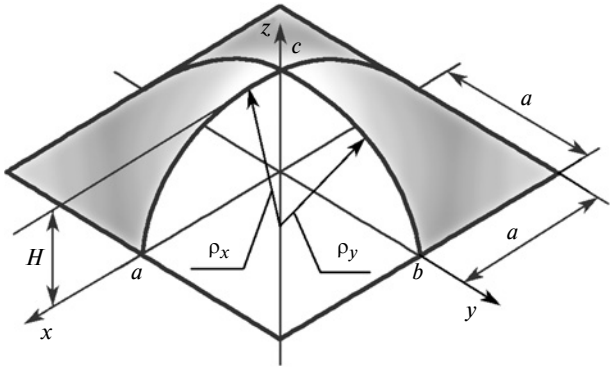


Рис. 1. Схема к моделированию формоизменения квадратной заготовки

верхности изделия, то будем определять его в вершине оболочки (точка c).

Запишем эквивалентную скорость деформации:

$$\xi_{ec}^{c} = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}(R_x + R_xR_y + R_y)}}{R_xR_y^{1/2}(R_x + R_y + 1)} \left\{ R_x^2 \xi_{xc}^{c\,2}(R_y^2 + R_xR_y + \right.$$

$$+ R_x + 2R_y + 1) + 2R_x^2 R_y(R_x + R_y + 1)\xi_{xc}^{c}\xi_{yc}^{c} +$$

$$\left. + R_xR_y(R_x^2 + R_xR_y + R_y + 2R_x + 1)\xi_{yc}^{c\,2} \right\}^{1/2}. \quad (1)$$

Учитывая, что в верхней части изделия

$$\frac{\xi_{xc}^{c}}{\xi_{yc}^{c}} = \frac{2H\dot{H}(H^2 + a^2)}{(H^2 + a^2)2H\dot{H}} = 1 \text{ и } \xi_{xc}^{c} = \xi_{yc}^{c},$$

уравнение (1) можно записать как

$$\xi_{ec}^{c} = C_1\xi_{yc}^{c} = C_1\frac{2H\dot{H}}{H^2 + a^2}, \quad (2)$$

где

$$C_1 = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}(R_x + R_xR_y + R_y)}}{R_xR_y^{1/2}(R_x + R_y + 1)} \{R_x^2(R_y^2 + R_xR_y +$$

$$+ R_x + 2R_y + 1) + 2R_x^2R_y(R_x + R_y + 1) +$$

$$+ R_xR_y(R_x^2 + R_xR_y + R_y + 2R_x + 1)\}^{1/2}.$$

Формула эквивалентного напряжения в точке c имеет вид:

$$\sigma_{ec} = \left\{ \frac{3}{2}\frac{(R_xR_y + R_y)\sigma_{xc}^2 - 2R_xR_y\sigma_{xc}\sigma_{yc} + }{R_x + R_xR_y + } \right.\rightarrow$$

$$\left. \rightarrow \frac{+ (R_xR_y + R_x)\sigma_{yc}^2}{+ R_y} \right\}^{1/2}. \quad (3)$$

Учитывая, что в верхней части изделия

$$\rho_{xc}/\rho_{yc} = 1 \text{ и } \sigma_{xc} = \chi_1\sigma_{yc},$$

запишем уравнение (2) как

$$\sigma_{ec} = D_1\sigma_{yc},$$

где

$$D_1 = \left\{ \frac{3}{2}\frac{R_y(R_x + 1)\chi_1^2 - 2R_xR_y\chi_1 + R_x(R_y + 1)}{R_x + R_xR_y + R_y} \right\}^{1/2}.$$

Подставив в первое уравнение состояние материала

$$\xi_e^c = \frac{B(\sigma_e/\sigma_{e_0})^n}{(1 - \omega_A^c)^m}$$

входящие в него величины σ_e, ξ_e^c, определяемые по формулам (2) и (4), и учитывая выражения: $\rho_x = \rho_y = \frac{H^2 + a^2}{2H}$; $\xi_{xc}^{c} = \xi_{yc}^{c} = \frac{2H\dot{H}}{H^2 + a^2}$; $\xi_{zc}^{c} = \frac{\dot{h}}{h}$; $\ln\frac{h_c}{h_0} = 2\ln\frac{a^2}{H^2 + a^2}$; $\sigma_y = \frac{p\rho_y}{h}/(1 + \chi_1)$; $\sigma_x = \chi_1\sigma_y$, получим:

$$p^n\mathrm{d}t = \frac{C_1(\sigma_{e0})^n(1 - \omega_A^c)^m 2^{n+1}h_0^n a^{4n}(1 + \chi_1)^n H^{n+1}\mathrm{d}H}{BD_1^n(H^2 + a^2)^{3n+1}}. \quad (5)$$

Для определения накопления повреждаемости ω_{Ac}^{c} подставим во второе уравнение состояния

$$\dot{\omega}_A^c = \frac{\sigma_e\xi_e^c}{A_{\text{пр}}^c}$$

выражения (4) и (2), с учетом формулы (1) и выражений: $\xi_{xc}^{c} = \xi_{yc}^{c} = \frac{2H\dot{H}}{H^2 + a^2}$; $\xi_{zc}^{c} = \frac{\dot{h}}{h}$; $\sigma_y = \frac{p\rho_y}{h}/(1 + \chi_1)$; $\sigma_x = \chi_1\sigma_y$, получим:

$$\dot{\omega}_{Ac}^{c} = \frac{D_1C_1(H^2 + a^2)p}{h_0a^4(1 + \chi_1)A_{\text{пр}c}^{c}}\dot{H}. \quad (6)$$

Уравнение (6) удобно использовать, если $p = \text{const}$.

Подставив первое уравнение состояния во второе, получим формулу повреждаемости:

$$\dot{\omega}_{Ac}^{c} = \frac{\sigma_{e0}(1 - \omega_A^c)^{m/n}(\xi_e^c)^{(n+1)/n}}{A_{\text{пр}c}^{c}B^{1/n}}. \quad (7)$$

Уравнение (7) удобно использовать, если $\xi^c_{ec} = \xi^c_{ec1} = \text{const}$. Тогда проинтегрировав уравнение (7), получим:

$$\omega^c_{Ac} = 1 - \left[1 - \frac{n-m}{n}\frac{(\xi^c_{ec1})^{(n+1)/n}\sigma_{e0}t}{A^c_{\text{пр}c}B^{1/n}}\right]^{n/(n-m)}.$$

Время t_* разрушения определяем из условия $\omega^c_{Ac} = 1$:

$$t_* = \frac{A^c_{\text{пр}c}B^{1/n}n}{\sigma_{e0}(n-m)(\xi^c_{ec1})^{(n+1)/n}}.$$

Давление, необходимое для деформирования, определяет выражение

$$p(t) = \frac{2\sigma_{e0}(1-\omega^c_{Ac})^{m/n}Hh_0a^2(1+\chi_1)}{D_1(H^2+a^2)^3}\left(\frac{\xi^c_{ec1}}{B}\right)^{1/n}.$$

Высоту H можно найти из выражений

$$\varepsilon^c_{ec} = \int \xi^c_{ec1}\,\mathrm{d}t = \xi^c_{ec1}\,t$$

или

$$\varepsilon^c_{ec} = \int_t C_1\xi^c_y\,\mathrm{d}t = C_1\int_0^H \frac{2H\mathrm{d}H}{H^2+a^2}.$$

Тогда

$$\frac{\xi^c_{ec1}t}{C_1} = \ln\frac{a^2}{H^2+a^2};$$

$$t = \frac{C_1}{\xi^c_{ec1}}\ln\frac{a^2}{H^2+a^2}. \qquad (8)$$

Критическую высоту H_* купола находим из формулы (8) при $t = t_*$.

Для варианта при $p = \text{const}$ необходимо проинтегрировать формулу (6), которая в дальнейшем определяет зависимость $\omega^c_{Ac} = \omega^c_A(H)$, затем определить критическую высоту H_* купола при $\omega^c_{Ac} = 1$.

Задавая функцию $H(t)$, можно найти $\omega^c_{Ac} = \omega^c_A(t)$ из выражений (6) или (7), а функцию $p = p(t)$ по формуле (5).

Разрушение изделия при формоизменении практически всегда происходит в месте ее закрепления при $x = a$, $y = 0$. Оценим НДС в данном месте:

$$\sigma_{ea} = \left\{3\frac{R_xR_y(\sigma_x-\sigma_y)^2 + R_x\sigma_y^2 + R_y\sigma_x^2}{2(R_x+R_xR_y+R_y)}\right\}^{1/2}. \qquad (9)$$

Принимая во внимание выражение

$$\sigma_{ya} = \frac{H\sigma_{xa}}{F+H} = \frac{R_y\sigma_{xa}}{1+R_y},$$

формулу (9) можно записать как

$$\sigma_{ea} = \overline{D}_{1a}\,\sigma_{xa},$$

где

$$\overline{D}_{1a} = \left\{\frac{3}{2}\frac{R_y(R_x+R_y+1)}{(1+R_y)(R_x+R_xR_y+R_y)}\right\}^{1/2}.$$

Эквивалентную скорость ξ^c_e деформации вычисляем по формуле

$$\xi^c_{ea} = \frac{\sqrt{2(R_x+R_xR_y+R_y)}\{R_x(R_x\xi^c_x - R_y\xi^c_y)^2 +}{\sqrt{3}R_xR_y^{1/2}(R_x+R_y+1)}$$
$$+ \frac{R_xR_y(\xi^c_y - R_x\xi^c_z)^2 + R_x^2(R_y\xi^c_z - \xi^c_x)^2\}^{1/2}}{\sqrt{3}R_xR_y^{1/2}(R_x+R_y+1)}.$$

Принимая во внимание, что $\xi^c_{ya} = 0$ и $\xi^c_{za} = -\xi^c_{xa}$, найдем:

$$\xi^c_{ea} = \overline{C}_{1a}\,\xi^c_{xa},$$

где

$$\overline{C}_{1a} = \left\{\frac{2}{3}\frac{(R_x+R_xR_y+R_y)(R_y+1)}{R_y(R_x+R_y+1)}\right\}^{1/2}.$$

Определим повреждаемость в точке a с учетом того, что в данной точке реализуется плоское НДС:

$$\frac{\mathrm{d}\omega^c_{Aa}}{\mathrm{d}t} = \frac{\overline{C}_{1a}\overline{D}_{1a}\sigma_{xa}\xi^c_{xa}}{A^c_{\text{пр}a}} =$$
$$= \overline{C}_{1a}\,\overline{D}_{1a}p\frac{\dot{H}(H^2+a^2)}{A^c_{\text{пр}a}h_0a^2}. \qquad (10)$$

Так как $\sigma_{ea}\xi^c_{ea} = \overline{C}_{1a}\,\overline{D}_{1a}\sigma_{xa}\xi^c_{xa}$, то $\overline{C}_{1a}\,\overline{D}_{1a} = 1$.

Формулу (10) рационально интегрировать совместно с выражением для верхней части изделия, так как изначально известны значения давления p и высоты H купола как функций от времени.

Радиус ρ_x кривизны окружности и толщину h_a заготовки определяем соответственно по формулам: $\rho_x = \rho_y = \dfrac{H^2+a^2}{2H}$ и $h_a = h_b = h_0\dfrac{a^2}{H^2+a^2}$.

Если в точке $x = a$, $y = 0$ необходимо осуществлять деформирование с постоянной скоростью ($\xi^c_{ea} = \xi^c_{ea1} = \text{const}$), то давление составит:

$$p(t) = \frac{2\sigma_{e0}}{\overline{D}_{1a}} \frac{(1-\omega^c_{Aa})^{m/n} h_0 a^2 H}{(H^2+a^2)^2} \left(\frac{\xi^c_{ea1}}{B}\right)^{1/n}.$$

Связь между H и t устанавливает выражение

$$\varepsilon^c_{ea} = \xi^c_{ea1} t = \int \overline{C}_{1a}\, \xi^c_{xa}\, \mathrm{d}t.$$

Тогда

$$t = \frac{\overline{C}_{1a}}{\xi^c_{ea1}} \int \frac{2H\mathrm{d}H}{H^2+a^2} = \frac{\overline{C}_{1a}}{\xi^c_{ea1}} \ln\frac{H^2-a^2}{a^2}.$$

Повреждаемость находим по формуле

$$\dot{\omega}^c_{Aa} = \frac{\sigma_{e0}(1-\omega_{Aa})^{m/n}(\xi^c_{ea1})^{(n+1)/n}}{A^c_{\text{пр}a} B^{1/n}}. \qquad (11)$$

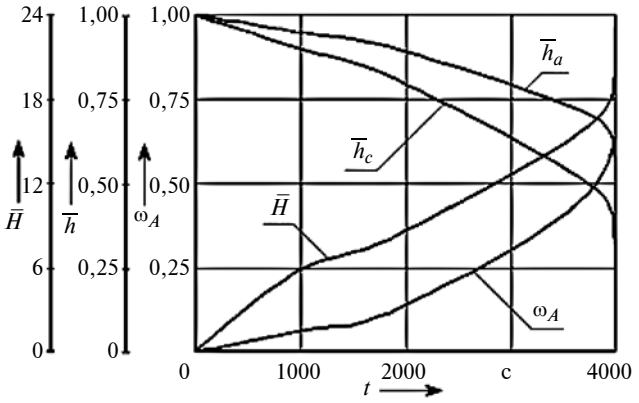


Рис. 2. Зависимости изменений $\overline{H}$, $\overline{h}$ и ω_A в рассматриваемых точках заготовки от времени t деформирования алюминиевого сплава АМг6 при T = 450 °С; a_p = 0,02 МПа/с; n_p = 0,4; a = 25 мм

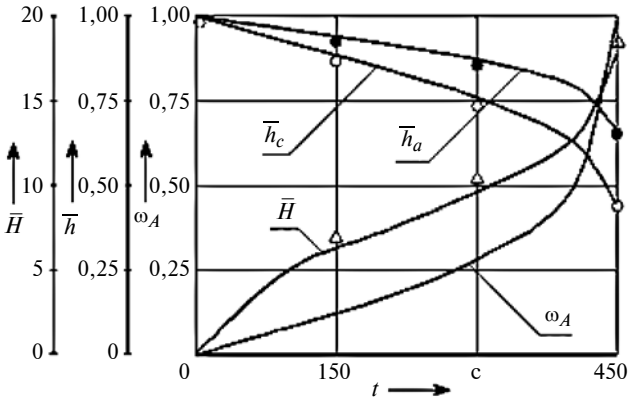


Рис. 3. Зависимости изменения $\overline{H}$, $\overline{h}$ и ω_A в рассматриваемых точках заготовки от времени t деформирования алюминиевого сплава АМг6 при T = 450 °С; a_p = 0,08 МПа/с; n_p = 0,4; a = 25 мм

Интегрируя уравнение (11) с начальными условиями $t = 0$ и $\omega^c_{Aa} = 0$, получим:

$$\omega^c_{Aa} = 1 - \left[1 - \frac{n-m}{n} \frac{(\xi^c_{ea1})^{(n+1)/n} \sigma_{e0} t}{A^c_{\text{пр}a} B^{1/n}}\right]^{n/(n-m)}.$$

Время разрушения определяем из условия $\omega^c_{Aa} = 1$:

$$t_* = \frac{A^c_{\text{пр}a} B^{1/n} n}{\sigma_{e0}(n-m)(\xi^c_{ea1})^{(n+1)/n}}.$$

Если в процессе деформации p = const, то накопление повреждаемости определяется из уравнения (10). Величину H_* вычисляем по формуле (10) при $\omega_{Aa} = 1$.

Напряженное и деформированное состояния заготовки в точке $x = 0$, $y = b$ можно проанализировать аналогично рассмотренному выше подходу с учетом, что

$$\sigma_{xb} = \frac{R_x \sigma_{yb}}{1+R_x}; \quad \sigma_{yb} = \frac{p}{h}\rho_y;$$

$$\sigma_{eb} = \overline{D}_{1b}\, \sigma_{yb};$$

$$\overline{D}_{1b} = \left\{\frac{3}{2}\frac{R_y(R_x+R_y+1)}{(1+R_y)(R_x+R_xR_y+R_y)}\right\}^{1/2};$$

$$\xi^c_{xb} = 0; \quad \xi^c_{zb} = -\xi^c_{yb}; \quad \xi^c_{eb} = \overline{C}_{1b}\, \xi^c_{yb};$$

$$\overline{C}_{1b} = \left\{\frac{2}{3}\frac{(R_x+R_xR_y+R_y)(R_x+1)}{R_x(R_x+R_y+1)}\right\}^{1/2}.$$

Используя полученные уравнения, проанализируем изотермическое формоизменение квадратной листовой заготовки, закрепленной по контуру для сплава АМг6 при температуре штамповки T = 450 °С, процесс которого хорошо описывают уравнения энергетической теории ползучести и повреждаемости. Были получены зависимости напряжения, деформации и давления от нагружения, параметров изделия и показателей механических свойств заготовки при изотермической пневмоформовке в режиме кратковременной ползучести [1—10].

Зависимости изменения относительных толщин заготовки в куполе $\overline{h}_c = h_c/h_0$ и в месте ее закрепления $\overline{h}_a = h_a/h_0$, относительной высоты заготовки $\overline{H} = H/h_0$ (h_0 = 1 мм) и максимальной накопленной повреждаемости ω_A (в куполе заготовки) от времени t деформирования при разных нагружениях (a_p и n_p) для сплава АМг6 при температуре T = 450 °С показаны на рис. 2—6 (точки — результаты экспериментов).

Анализ полученных зависимостей показал, что при формоизменении сначала относительная высота $\overline{H}$ резко увеличивается, а относительная толщина $\overline{h}_c$ заготовки в верхней части изделия, а также относительная толщина $\overline{h}_a$ в точках ее фиксации

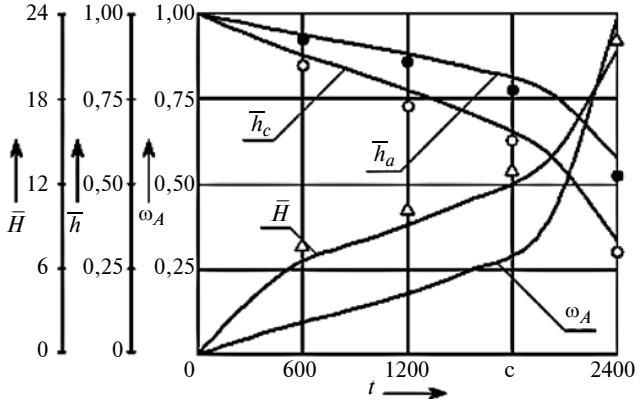


Рис. 4. Зависимости изменения $\overline{H}$, $\overline{h}$ и ω_A в рассматриваемых точках от времени t деформирования алюминиевого сплава АМг6 при T = 450 °С; a_p = 0,06 МПа/с; n_p = 0,3; a = 25 мм

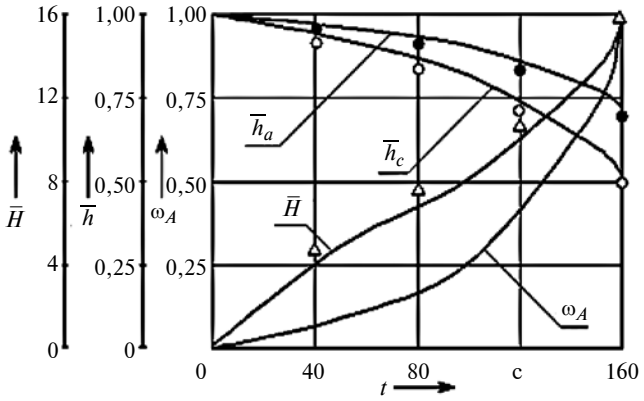


Рис. 5. Зависимости изменения $\overline{H}$, $\overline{h}$ и ω_A в рассматриваемых точках от времени t деформирования алюминиевого сплава АМг6 при T = 450 °С; a_p = 0,06 МПа/с; n_p = 0,6; a = 25 мм

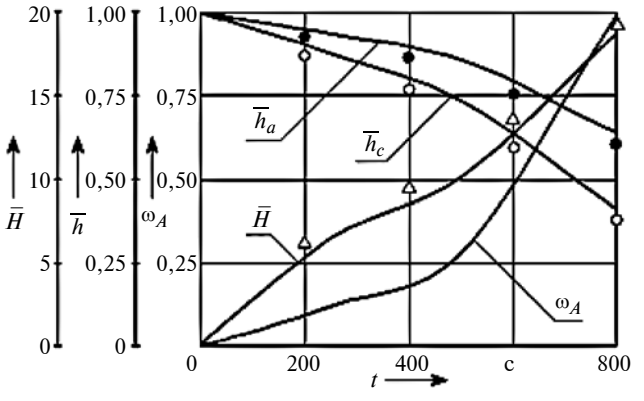


Рис. 6. Зависимости изменения $\overline{H}$, $\overline{h}$ и ω_A в рассматриваемых точках от времени t деформирования алюминиевого сплава АМг6 при T = 450 °С; a_p = 0,06 МПа/с; n_p = 0,4; a = 25 мм

резко уменьшаются. Далее наблюдается плавное изменение данных параметров. Перед разрушением заготовки имеют место значительные изменения параметров $\overline{H}$, $\overline{h}_c$ и $\overline{h}_a$. Это объясняется большим накоплением микроповреждений. Установлено, что изменение относительной толщины $\overline{h}_c$ в куполе заготовки происходит интенсивнее по сравнению с изменением относительной толщины в месте ее закрепления. С увеличением времени t деформирования эта разница увеличивается и может составлять 50 %. Результаты теоретических и экспериментальных данных имеют удовлетворительную сходимость.

Таким образом, получены зависимости, позволяющие моделировать изотермическое свободное деформирование в квадратную матрицу в условиях кратковременной ползучести. На основании аналитических зависимостей проанализировано изотермическое формоизменение листовой заготовки в режиме вязкого течения, влияние закона нагружения, параметров изделия и механических свойств заготовки на напряжения, деформации, давление при данной операции и критические режимы пневмоформовки при кратковременной ползучести.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ларин С. Н.** Пневмоформовка ячеистых панелей из анизотропного материала // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: ТулГУ. 2010. Вып. 3. С. 51—61.

2. **Яковлев С. С., Ларин С. Н., Трегубов В. И.** Изотермическая пневмоформовка элементов ячеистых многослойных листовых конструкций из анизотропных высокопрочных материалов в режиме ползучести / Под ред. С. С. Яковлева. Тула: ТулГУ, 2011. 173 с.

3. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.

4. **Ершов В. И., Глазков В. И., Каширин М. Ф.** Совершенствование формоизменяющих операций листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1990. 311 с.

5. **Ларин С. Н., Яковлев С. С., Трегубов В. И.** Изотермическая пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / Под ред. С. С. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.

6. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных металлов / С. П. Яковлев, В. Н. Чудин, С. С. Яковлев, Я. А. Соболев. М.: Машиностроение, ТулГУ, 2004. 427 с.

7. **Изотермическое** деформирование металлов / С. З. Фиглин, В. В. Бойцов, Ю. Г. Калпин, Ю. И. Каплин. М.: Машиностроение, 1978. 239 с.

8. **Огородников В. А.** Оценка деформируемости металлов при обработке давлением. Киев: Высшая школа, 1983. 175 с.

9. **Поздеев А. А., Тарновский В. И., Еремеев В. И.** Применение теории ползучести при обработке металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 192 с.

10. **Третьяков А. В., Зюзин В. И.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1973. 224 с.

УДК 676.8

И. М. ЗАКИРОВ, д-р техн. наук (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ), М. А. СЕМЕШКО (ООО "Фирма "МВЕН"), Т. А. ФИЛЮНИНА (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ), e-mail: nurzak@mail.ru

Формообразующие операции при изготовлении складчатых изделий[1]

Исследовано влияние параметров биговки на изгибную жесткость при складывании конструкции из полимерной бумаги, картона и гофрокартона. Получены зависимости для определения коэффициента снижения изгибающего момента при биговке.

Ключевые слова: биговка, складывание, изгибная жесткость, бумага, картон, гофрокартон, коэффициент снижения изгибающего момента.

The influence of creasing parameters on bending stiffness at folding of a structure made of polymeric paper, cardboard and corrugated cardboard is studied. Dependences for determination of bending moment reduction coefficient at creasing are obtained.

Keywords: creasing, folding, bending stiffness, paper, cardboard, corrugated cardboard, bending moment reduction coefficient.

Аналитический обзор и задачи исследования

Основными формообразующими операциями при изготовлении складчатых конструкций являются биговка и складывание. Сначала осуществляют биговку [1] для уменьшения изгибной жесткости сечения, по которому выполняют складывание. При точном соблюдении разметки биговка значительно упрощает складывание.

Известны исследования операции биговки картона, который широко применяется при изготовлении упаковочной тары и канцелярских товаров. В работе [2] получены зависимости показателей процессов биговки и складывания от глубины биговки и бокового отклонения инструмента, также исследованы номинальная деформация сдвига (глубина биговки), остаточная жесткость и коэффициент гистерезиса для изгибающего момента.

В работе [3] теоретически и экспериментально исследована зависимость изгибающего момента при складывании после биговки от угла изгиба и даны рекомендации по выбору параметров.

На основании экспериментального и компьютерного исследований в работе [4] установлены закономерности расслаивания картона в процессе биговки и складывания.

Известно, что картон и полимерная бумага обладают значительной анизотропией. В исследовании [5] с помощью конечно-элементного метода установлено, что высокоупругая анизотропия приводит к снижению деформации при складывании. Это не учитывалось в предыдущих работах.

В развитии данного фактора в работе [6] была создана ортотропная упруго-эластическая модель для моделирования поведения бумаги при формообразовании и установлено, что математическая модель хорошо согласуется с экспериментальными данными.

В работах [2—6] рассматривалась биговка многослойного материала, и снижение изгибной жесткости объяснялось его расслаиванием. Количественную оценку данного эффекта не выполняли.

При изготовлении деталей из однослойного материала биговкой при внедрении пуансона в листовой металл изменяется его толщина по линии будущего складывания, что снижает изгибную жесткость на этом участке. Экспериментальными исследованиями данной операции в работе [7] для полимерной бумаги были установлены зависимости изменений жесткости эластичной матрицы, глубины внедрения пуансона с заготовкой в эластичную матрицу, радиуса скругления торца и ширины пуансона от силовых параметров биговки.

В работе [8] рассмотрено напряженно-деформированное состояние (НДС) эластичной матрицы в зоне биговки и получены аналитические зависимости для определения силовых параметров при ротационном формообразовании. Силовые параметры биговки на жестком и эластичном основаниях рассмотрены в работах [9, 10] и исследовано НДС заготовки при многолучевой биговке [11].

На некоторые параметры биговки гофрокартона есть нормативы [12], ГОСТ устанавливает метод определения сопротивления разрыву по линии рилевки.

В работе [13] предложен способ испытания, позволяющий прогнозировать механизм рилевки гофрокартона.

Показатели жесткости при изгибе и растяжении компонентов гофрированного картона рассмотрены в работе [14], анализ которых показал, что при изгибе жесткость внешней стороны всегда больше, чем жесткость сеточной.

В работе [15] отмечено, что сопротивление изгибу гофрокартона является наименее изученным

[1] Исследование выполнено при финансовой поддержке Минобрнауки в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2022 гг.". Соглашение № 14.580.21.0011 от 03.10.2017 г., уникальный идентификатор ПНИ — RFMEFI58017X0011.

показателем его жесткости, при этом значимость данного показателя для процесса формообразования неоспорима. Было показано, что в рамках конкретного предприятия при соблюдении всех технологических параметров с высокой точностью можно смоделировать сопротивление изгибу гофрокартона.

В работе [16] показан механизм биговки гофрокартона вдоль направляющей гофра при приложении усилия между вершинами гофра. Сначала происходит изгиб плоского слоя, затем под нагрузкой, так как плоский слой контактирует с гофрированным слоем по вершинам, образуется лунка, толщина донной части которой равна сумме толщин верхней и нижней гофр. При снятии нагрузки в результате возникших при деформировании внутренних напряжений происходит пружинение, в донной части образуется зазор между нижним слоем и слоем суммарной толщины — толщина гофра плюс толщина верхнего плоского слоя.

Эксперименты по биговке гофрокартона описаны в работе [17], в которых с помощью электронного микроскопа измеряли усилия при перемещении биговочного ножа. Усилия прикладывали по вершинам и впадинам гофра. По полученным данным были построены зависимости и зафиксированы моменты потери устойчивости гофра, которые согласуются с расчетами по разработанным моделям. Таким образом, моделирование методом конечных элементов операции биговки с использованием экспериментальных показателей материала гофрокартона позволяет установить общую реакцию гофрированного картона.

Модель механического разрушения и расслаивания гофрокартона при складывании рассмотрена в работе [18]. Механическое поведение материала изучали при воздействии нагрузки на изгиб. Анализ выполняли методом конечных элементов, включая градиент расширенной теории повреждения сплошных сред. Несмотря на анизотропный характер бумажных материалов, каждый слой моделировали как изотропный. Разрушение было проанализировано относительно излома и механики повреждений, а расслоение рассматривали в режиме сдвига, так как в поверхностном слое трещины преимущественно сдвиговые. Получено хорошее совпадение аналитических и численных результатов.

Анализ работ [1—18] показал, что для снижения изгибной жесткости при складывании из листового материала и гофрокартона применяют три вида биговки: биговку-утонение — при операциях складывания однослойного материала, например полимерного; биговку-расслаивание — при складывании многослойных материалов, например многослойного картона; биговку-смятие — для складывания изделий из гофрокартона.

В исследованиях [2—18] эффективность каждого вида биговки с позиций снижения изгибной жесткости не рассматривалась.

Эффективность биговки по снижению изгибной жесткости при складывании

Рассмотрим особенности каждого вида биговки и эффекты по снижению изгибной жесткости. Так как предполагается оценивать изгибную жесткость в условиях упругого и упругопластического изгиба, рассмотрим определения изгибающего момента, остаточного угла и кривизны. Рассмотрим случай, когда напряжения σ в упругой области подчиняются закону Гука: $\sigma = E\varepsilon$ (где E — модуль упругости), а при упругопластической деформации ε напряжения во всем диапазоне подчиняются закону $\sigma = K\varepsilon^n$, здесь $K = \sigma_в/\varepsilon_в^n$; $n = \log(\sigma_в/\sigma_{0,2})/\log(\varepsilon_в/\varepsilon_{0,2})$ [19], где $\sigma_в$ и $\sigma_{0,2}$ — напряжения соответственно предела прочности и упругости; $\varepsilon_в$ и $\varepsilon_{0,2}$ — деформации соответственно предела прочности и упругости.

Момент внутренних сил при упругом изгибе листового материала толщиной h составляет:

$$M_y = 2\int_0^{h/2} L\mathrm{d}yyEy\aleph = EL\frac{h^3}{12}\aleph = \aleph EJ, \quad (1)$$

где J — момент инерции сечения; $\aleph$ — кривизна нейтрального слоя; L — ширина заготовки.

Момент внутренних сил при упругопластическом изгибе составит:

$$M_{\text{уп}} = 2\int_0^{h/2} L\mathrm{d}yyK(y\aleph)^n =$$

$$= KL\frac{h^{n+2}}{2^{n+1}(n+2)}\aleph^n = \aleph^n KJ_{\text{пл}}, \quad (2)$$

где $J_{\text{пл}}$ — пластический момент инерции сечения.

Остаточный угол после пружинения (снятия внешней нагрузки) находим по формуле

$$\tilde{\theta} = \theta\frac{\tilde{\aleph}}{\aleph}.$$

где $\tilde{\aleph} = \aleph\left(1 + \frac{KJ_{\text{пл}}}{EJ}\aleph^{n-1}\right)$ — остаточная кривизна в зоне биговки; θ — угол складывания в нагруженном состоянии.

Остаточные напряжения описывает выражение:

$$\tilde{\sigma} = \sigma - \sigma',$$

где σ' — изменение напряжения при пружинении, или

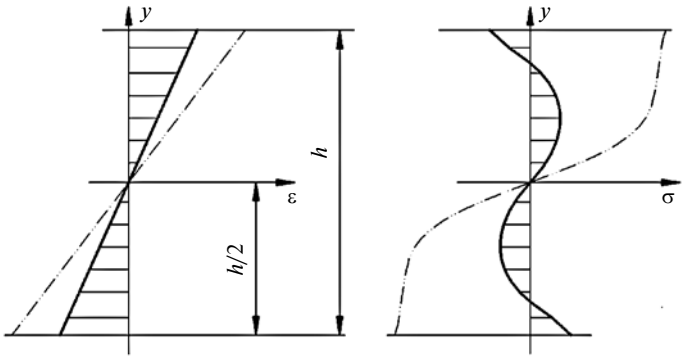
$$\tilde{\sigma} = E(\aleph - \aleph')J,$$

где $\aleph' = \frac{M}{EJ}$ — изменение кривизны при пружинении.

На рис. 1 приведена эпюра деформации и напряжений при изгибе и после снятия внешней нагрузки.

Уменьшение изгибной жесткости утонением материала в зоне бига

Уменьшение изгибной жесткости осуществляется вдавливанием пуансона в листовой материал толщиной h, при этом обра-



а) *б*)

Рис. 1. Эпюры остаточных деформаций ε (*а*) и напряжений σ (*б*) при пластическом изгибе листового материала (штриховыми линиями показаны эпюры до снятия нагрузки)

зуется лунка с остаточной толщиной $h_б$ материала.

В начале складывания после биговки имеет место упругий изгиб, необходимый изгибающий момент [см. формулу (1)] находим по формуле

$$M_у = \aleph EL h_б^3/12, \qquad (3)$$

где $h_б$ — толщина материала в зоне бига.

При увеличении кривизны $\aleph$ по сечению имеет место упругопластическая деформация, тогда в соответствии с формулой (2) имеем:

$$M_{уп} = K\aleph^n L h_б^{n+2}/2^{n+1}(n+2). \qquad (4)$$

Разделив выражение (1) на формулу (3), а выражение (2) на формулу (4), получим формулы для определения коэффициента снижения изгибающего момента при складывании материала при биговке относительно изгиба небигованного материала:

для упругого складывания:

$$f_у = \frac{EL\dfrac{h^3}{12}}{EL\dfrac{h_б^3}{12}} = \left(\frac{h}{h_б}\right)^3,$$

для упругопластического складывания:

$$f_{пл} = \frac{KLh^{n+2}/2^{n+1}(n+2)}{KLh_б^{n+2}/2^{n+1}(n+2)} = \left(\frac{h}{h_б}\right)^{n+2}.$$

При $h_б = 0{,}75h$ и $h_б = 0{,}5h$ имеем коэффициенты снижения изгибной жесткости соответственно $f_{пл} = 2{,}37$; $f_у = 8$ и $f_{пл} = 1{,}90$; $f_у = 4{,}8$.

Снижение изгибной жесткости расслоением

При изготовлении складчатых изделий из многослойного материала снижение изгибной жесткости достигается биговкой, приводящей к расслоению материала в зоне складывания. Биговку выполняют продавливанием материала в зоне бига в матрицу с изгибом на малый радиус в результате сдвиговых деформаций при изгибе в стесненных условиях, что приводит к расслоению материала (рис. 2). Последующее складывание, как правило, осуществляется в обратную сторону, что приводит к еще большему расслаиванию, изгиб каждого слоя толщиной h/c происходит самостоятельно. При рассмотрении НДС взаимодействия слоев друг на друга не учитываем.

Изгибающий момент на участке биговки в соответствии с формулой (1) при упругом изгибе имеет вид:

$$M_у = \aleph E \sum_{i=1}^{c} \frac{L(h/c)^3}{12} = \aleph E \frac{Lh^3}{12c^2},$$

где c — число слоев.

При пластическом изгибе в соответствии с формулой (2) имеем:

$$M = \sum_{i=1}^{c} K\aleph^n 2L(h/c)^{n+2}/[(n+2)2^{n+2}] = K\aleph^n \times \times (2Lh^{n+2}/c^{1+n})/[(n+2)2^{n+2}].$$

Следовательно, снижение изгибной жесткости при упругом изгибе составит $f_у = c^2$, при упругопластическом изгибе имеем $f_{уп} = c^{n+1}$.

Тогда при шестислойном материале и $n = 0{,}26$ получим: $f_у = 36$ и $f_{уп} = 9{,}55$, что указывает на высокую эффективность данного вида биговки.

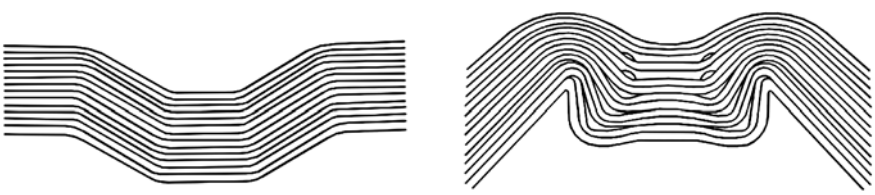
Биговка и складывание гофрокартона

Выпускают трех-, пяти- или семислойный гофрокартон (рис. 3), параметры гофрокартона представлены в табл. 1; $h_с$ — высота гофра, λ — длина гофра.

Рассмотрим особенности операций, осуществляемых вдоль, поперек и под углом относительно направления гофра.

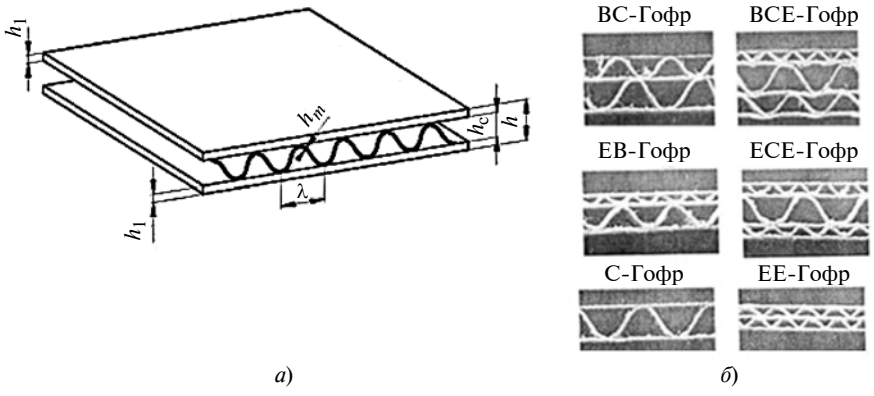
Изгибная жесткость гофрокартона

Определение изгибной жесткости панели с гофрированным материалом рассмотрено в работах [14, 15]. Для упрощения математической модели в работе [20] при представлении гофрокартона как цельной панели с посто-



а) *б*)

Рис. 2. Сечение многослойного материала после биговки (*а*) и складывания (*б*)



а) *б*)

Рис. 3. Схема (*а*) и варианты (*б*) конструкций упаковочного гофрокартона

янной толщиной предложено использовать теорию ортотропных пластин, однако для расчета сопротивления панели изгибу предлагаемые формулы не подходят. В работе [15] предложена модель для расчета сопротивления гофрированного картона изгибу при условии постоянства технологических параметров. В работе [14] рассмотрены взаимосвязи жесткости при изгибе и жесткости при растяжении, а также исследованы прочностные показатели изделий из гофрокартона.

Если при изготовлении изделия из гофрокартона необходима большая изгибная жесткость, то по линиям изгиба следует снизить изгибную жесткость. Для этого и применяют биговку. Технология изготовления изделий из гофрокартона отличается от технологий для бумаги, картона и листовых полимерных материалов, так как он имеет заполнитель между плоскими слоями. Поэтому биговка для уменьшения толщины материала вдавливанием или снижения изгибной жесткости в результате расслаивания в данном случае не подходит. Изгибная жесткость зависит от общей высоты гофрокартона, где большую часть составляет гофра.

Таблица 1

Гофрокартон	h_c, мм	λ, мм
А-Гофр	4,7	8,6
С-Гофр	3,6	7,2
В-Гофр	2,5	6,1
Е-Гофр	1,1	3,4

Уменьшать изгибную жесткость целесообразно смятием гофра. Так как изгибная жесткость гофрокартона в разных направлениям разная, то и изгибные жесткости в линиях биговки, выполненных в разных направлениях относительно гофра, будут отличаться.

Биговка и складывание по направлению гофра

Рассмотрим случай, когда усилие биговки направлено симметрично относительно впадины гофра, пуансон движется равномерно, близлежащие вершины гофров вместе с обшивкой могут свободно перемещаться по направлению к пуансону (рис. 4). Возможность данного перемещения позволяет выполнять биговку с меньшим нагружением растягивающими напряжениями и довести верхний слой до поверхности деформированной впадины гофра. В зависимости от формы рабочей поверхности пуансона контакт происходит или по линии (при скругленном пуансоне), или по плоскости (пуансон имеет плоскую площадку). После снятия нагрузки под действием остаточных напряжений происходит пружинение, образуется небольшой зазор между гофром и отбигованным участком верхней обшивки.

При приложении изгибающего усилия, превышающего предел упругости, изогнутый верхний слой подвергается упругопластическому изгибу. Момент внутренних сил определяет зависимость (4) при толщине h_l:

$$M_n = \aleph_0^n KL \frac{h_l^{n+2}}{2^{n+1}(n+2)}.$$

Гофр толщиной h_m и нижний слой толщиной h_l сначала испытывают упругую деформацию; момент внутренних сил имеет вид:

$$M_n^y = E\aleph_y L(h_l + h_m)^3/12.$$

При дальнейшем увеличении угла изгиба происходит смыкание слоев. Суммарный изгибающий момент упругопластического изгиба определяет выражение

$$M = [K\aleph^n L/2^{n+1}(n+2)] \times$$
$$\times [(h_l + h_m)^{n+2} + h_l^{n+2}]. \quad (5)$$

Формулы (4) и (5) получены при значительных допущениях.

При приложении неустойчивого усилия к вершине гофра имеет место асимметричная деформация (рис. 5). В этом случае получается неровная биговка, при этом такое же снижение изгибной жесткости, а изгибающий момент определяется выражением (5).

Биговка поперек гофра

Этот вариант биговки более технологичен, так как не требует жесткой ориентации пуансона относительно вершины гофра, верхний и нижний плоские слои

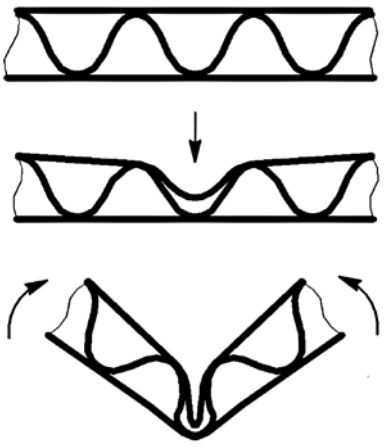


Рис. 4. Последовательное изменение сечения гофрокартона при биговке по направлению гофра

Рис. 5. Сечение гофрокартона при биговке вдоль гофра при несимметричном нагружении

в зоне биговки находятся в ненагруженном состоянии. В зоне биговки происходит смятие гофр, в складках имеют место максимальные деформации. Линия бита после складывания получается более ровной. Биговка продолжается до касания складок, которые образуются в верхней и нижней частях гофра. После снятия нагрузки происходит пружинение, и складки расходятся на некоторое расстояние (рис. 6). При определении жесткости на изгиб следует учитывать образовавшиеся складки на гофре.

Изгибную жесткость для данного варианта биговки будем определять исходя из расчетной схемы, представленной на рис. 7, со следующими размерами элементов сечения гофрокартона:

$$H = 4h_m; \quad h = H - 2h_m;$$
$$B = \lambda - b; \quad B - b = 4h_m. \qquad (6)$$

Момент внутренних сил при пластическом изгибе участка λ имеет вид:

$$M = 2f_m \frac{K\aleph^n}{n+2} \times$$
$$\times \left\{ (B+b)\left(\frac{h}{2} + h_m + h_l\right)^{n+2} - \right.$$
$$\left. - b\left[\left(\frac{h}{2} + h_m\right)^{n+2} + \frac{h}{2}^{T+2}\right]\right\}, \qquad (7)$$

где $f_m = L/\lambda$ — число гофр в сечении.

Биговка под углом к гофрам

В данном случае при расчете изгибающего момента необходимо учитывать угол α. В пределах одного гофра можем использовать формулы (6) и (7) с учетом, что $B = \frac{\lambda - b}{\sin\alpha}$ и $\beta = \left[\frac{\lambda}{2} - \frac{\lambda(f_m - 1) - 4h_m}{8}\right]/\sin\alpha$. Число гофр зависит от их длины: $f_m = L/(\lambda/\sin\alpha)$.

Экспериментальное исследование биговки и складывания гофрокартона

Для проверки адекватности принятых расчетных схем и полученных аналитических выражений были проведены экспериментальные исследования, в которых использовали образцы с размерами 40 × 40 мм из трехслойного гофрокартона Т21 (ГОСТ 7376—84) со следующими параметрами: толщины верхнего и нижнего слоев h_l = 0,4 мм; высота гофра h_c = 2 мм; λ = 7,2 мм; h_m = 0,2 мм.

На рис. 8 показана установка для биговки, которая имеет подвижную штангу *1* с гнездом для крепления пуансона *2*. На нижней плите *3* установлен ответный элемент биговального инструмента — эластичная матрица *4* из полиуретана (твердость 71 *HRC*) толщиной 15 мм. Для контроля рабочего хода пуансона *2* на подвижной штанге *1* закреплен индикатор *6* часового типа. В качестве биговального инструмента использовали набор пуансонов из стальных пластин толщиной 2; 4 и 6 мм. Заготовку *7* устанавливали на эластичную матрицу *4*.

После биговки образцы каждой серии экспериментов подвергали складыванию на электродинамической испытательной системе INSTRON ElectroPlus El0000. При складывании образец изгибали до соприкосновения граней и замеряли изгибающий момент.

На рис. 9, *а* и *б* показаны фотографии образцов, отбигованных вдоль, поперек и под углом к направлению гофр после складывания и пружинения.

В табл. 2 приведены экспериментальные и расчетные изгибающие моменты при складывании образцов из гофрокартона, отбигованных вдоль и поперек гофр, а также значения углов после пружинения.

Таким образом, эксперименты показали, что принятые расчетные схемы верны, полученные формулы адекватно описывают

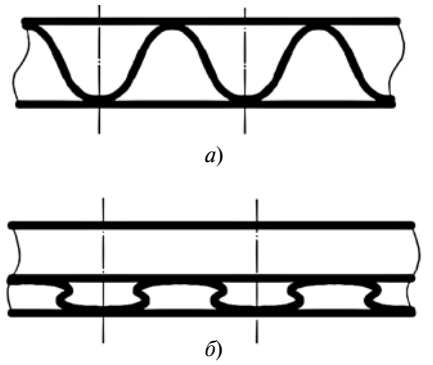


Рис. 6. Исходное сечение гофрокартона (*а*) и сечение после биговки (*б*) поперек гофра

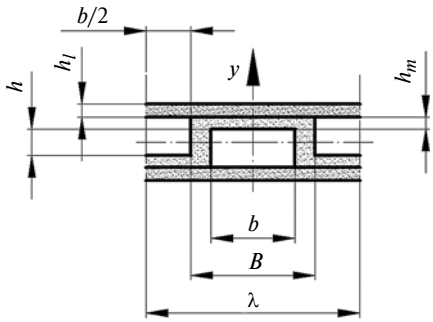


Рис. 7. Форма и размеры сечения гофрокартона, принятые при расчете

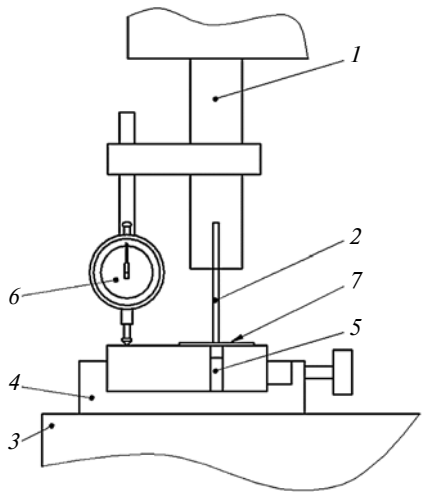


Рис. 8. Установка для биговки

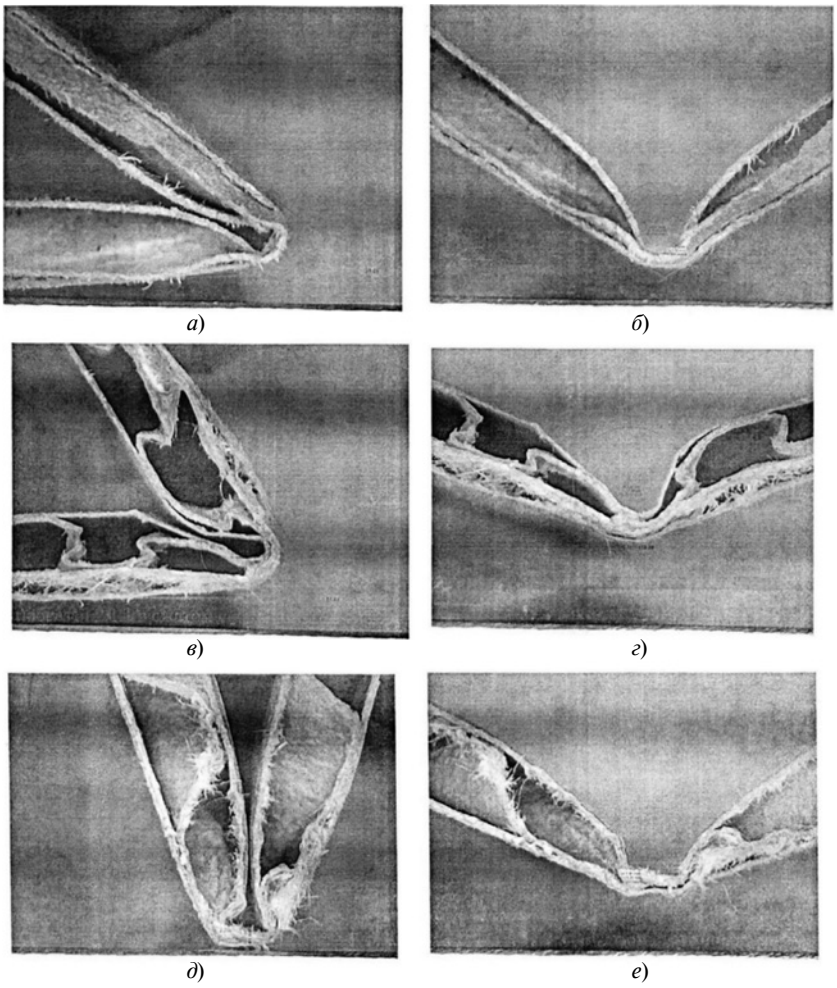


Рис. 9. Фотографии образцов, отбигованных вдоль (*а*, *б*), поперек (*в*, *г*) и под углом (*д*, *е*) относительно направления гофр, после складывания (*а*, *в*, *д*) и пружинения (*б*, *г*, *е*)

технологический процесс, принятые при расчете допущения незначительно влияют на результаты расчета, поэтому предлагаемые аналитические выражения можно использовать для предварительных расчетов при проектировании технологической оснастки и оборудования.

Таблица 2

Номер образца	M, Н · м	$\tilde{\theta}$ °
1	0,05/0,035	32/47
2	0,04/0,035	41/47
3	0,10/0,113	120/131
4		123/131

Примечание. В числителе экспериментальные данные, в знаменателе расчетные.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Политехнический** словарь / Под общ. ред. А. Ю. Ишлинский. М.: Советская энциклопедия, 1989. 656 с.
2. **Effect** of crease depthand crease deviation on folding deformation characteristics of coated paperboard S. Nagasawa, Y. Fukuzawa, T. Yamaguchi an. ot. // Journal of Materials Processing Technology. 2003. N. 140. P. 157—162.
3. **Bending** Behavior of Creased Paperboard: Experimental Investigations / L. Mentrasti, F. Cannella, M. Pupilli an ot. International Journal of Solids and Structures. 2013. Vol. 50. P. 3089—3096.
4. **Beex L. A. A., Peerlins R. H. J.** An experimental and computation study of laminated paperboard creasing and folding // International Journal of Solids and Structures. 2009. Vol. 46. P. 4192—4207.
5. **Barbier Ch., Larsson P.-L., Ostlund S.** On the effect of high anisotropy at folding of coated papers. Composite Structures. 2006. No. 72. P. 330—338.
6. **Makela P., Ostlund S.** Ortotropic elastic-plastic material model for paper materials // International Journal of Solids and Structures. 2003. Vol. 40. P. 5599—5620.
7. **Мовчан Г. В.** Исследование шевронного заполнителя и технологии его изготовления применительно к конструкции панелей грузового отсека самолета: Дис. ... канд. техн. наук, Казань. КНИТУ-КАИ. 2009.
8. **Zakirov I. M., Naumov A. V., Semeshko M. A.** Shaping of polymer paper as filler for three-layer panels // Russian Engineering Research, 2016. Vol. 12. P. 201—205.
9. **Закиров И. И.** Технологические параметры изготовления и механические характеристики складчатого заполнителя трехслойных авиационных панелей: Дис. ... канд. техн. наук, Казань. КНИТУ-КАИ. 2013.
10. **Файзуллина Н. М.** Конструкция и технология изготовления полимерного складчатого заполнителя с плоской площадкой контакта: Дис. ... канд. техн. наук, Казань. КНИТУ-КАИ. 2018.
11. **Закиров И. М., Файзуллина Н. М.** Исследование напряженно-деформированного состояния полимерной бумаги при трехлучевой биговке // Вестник КГТУ им. А. Н. Туполева. 2015. № 5. С. 45—49.
12. **ГОСТ 7376-89.** Картон гофрированный.
13. **Казаков Я. В., Комаров В. И.** К вопросу растрескивания наружного слоя картона-лайнера при рилевке и фальцовке гофрокартона // Лесной журнал. 2003. № 2, 3. С. 94—100.
14. **Сысоева А. В., Гурьев А. В., Комаров В. И.** Характеристики жесткости при изгибе и при растяжении компонентов гофрированного картона // Лесной вестник МГУЛ. 2000. № 4. С. 129—134.
15. **Гущин В. С.** Моделирование показателя сопротивления изгибу гофрированного картона // Приоритетные научные направления: от теории к практике. 2015. № 17. С. 92—98.
16. **Harryson A., Ristinaa M.** Large straine elasto-plastic model of and corrugated paperboard.
17. **Experimental** and numerical investigation of creasing in corrugated paperboard / B. K. Thakkar, L. G. J. Gooren, R. A. J. Peerling, M. G. D. Geers // Philosophical Magazine. 2008. Vol. 88. P. 3299—3310.
18. **Isaksson P., Hagglund R. A.** Mechanical model of damage and delamination in corrugated paperboard during folding // Engineering Fracture Mechanics. 2005. Vol. 72. P. 2299—2315.
19. **Лысов М. И.** Теория и расчет процессов изготовления деталей методом гибки. М.: Машиностроение, 1966. 236 с.
20. **Huber M. T.** Theory of Plates rectilinearly directional. Lvov: Archive of the Scientific Society, 1921.

УДК 621.01

А. И. СИРИЦЫН, В. Н. БАШКИРОВ, Э. В. ШИРОКИХ, кандидаты технических наук (Коломенский институт — филиал Московского политехнического университета), e-mail: shred49@mail.ru

Обеспечение виброустойчивости горизонтальной шлифовальной головки карусельно-шлифовальных станков с ЧПУ

Приведена методика экспериментального определения виброустойчивости горизонтальной головки карусельно-шлифовального станка при разных частотах вращения шпинделя с различными несимметрично распределенными гравитационными и инерционными массами в головке. Даны рекомендации, повышающие эффективность суперфиниширования крупногабаритных деталей на станках с ЧПУ.

Ключевые слова: суперфиниширование, шлифовальный круг, карусельно-шлифовальный станок, головка, виброустойчивость, вибрация, статическая и динамическая балансировки.

The methodic for experimental determination of the vibration resistance of a horizontal head of a circular-grinding machine at different spindle rotation speeds with various asymmetrically distributed gravity and inertial masses in the head is given. Recommendations, that increase the effectiveness of superfinishing of large-sized parts on CNC machines, are given.

Keywords: superfinishing, giinding wheel, circular-grinding machine, head, vibration resistance, vibration, static and dynamic balancing.

Прецизионное машиностроение для тяжелых отраслей промышленности, транспорта, энергетики, ВПК и связи широко использует одно- и двухстоечные карусельно-шлифовальные станки с ЧПУ для круглого шлифования наружных и внутренних поверхностей, а также для плоского шлифования периферией и торцом круга крупногабаритных колец подшипников, втулок, зубчатых колес, корпусных и других деталей, к которым предъявляются жесткие требования геометрической точности и чистоты обработанных поверхностей. Высокое качество прецизионной обработки на карусельно-шлифовальных станках обусловлено достаточной статической и динамической жесткостью приводов их основных узлов и уровнем виброустойчивого шлифования, зависящих от конструктивных особенностей этих станков [1, 2].

На предприятиях для шлифования изделий с максимальным диаметром D_{max} до 1250 мм и максимальной высотой обработки H_{max} от 400 до 800 мм применяют станки моделей 3Н762Ф1 и 3762Ф1, а при шлифовании деталей с $D_{max} = 2000$ мм и $H_{max} = 600 \div 1000$ мм — станки моделей 3Н763Ф1 и 3763Ф1. Для шлифования изделий с максимальными диаметром $D_{max} = 2800 \div 3150$ мм и высотой $H_{max} = 800 \div 1020$ мм можно использовать станки 3Н764Ф1 и КУ520Ф4, оснащенные планшайбами диаметром от 1000 до 2500 мм, которые могут работать со шлифовальными кругами диаметром $D_{max} = 500$ мм и высотой $H_{max} = 100$ мм при частоте вращения вертикального шпинделя $n_в = 1335 \div 1910$ мин$^{-1}$ и горизонтального шпинделя $n_г = 1673 \div 2390$ мин$^{-1}$. При этом карусельно-шлифовальные станки 3Н762Ф1 и 3762Ф1 оснащены электродвигателями приводов вращения шлифовального круга и стола мощностью соответственно 18,5 и 6 кВт, а станок КУ520Ф4 — двигателями мощностью соответственно 22 и 8,5 кВт.

Особенностью компоновки станков 3Н762Ф1, 3762Ф1 и 3763Ф1 является одностоечное исполнение, а станков 3Н764Ф1 и КУ520Ф4 — двухстоечное исполнение с неподвижной поперечиной, несущей продольные салазки для левой и правой шлифовальных бабок, которые могут перемещаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Конструктивно столы станков 3Н762Ф1, 3762Ф1 и 3763Ф1 имеют высокоточные упорные роликоподшипники с преднатягом, а станки 3Н764Ф1 и КУ520Ф4 — гидростатическое смазывание плоских круговых направляющих. Горизонтальные салазки и вертикальные направляющие салазок левой и правой шлифовальных бабок имеют безлюфтовые направляющие качения. В приводах столов применены клиноременные передачи, а в приводах подач — шарико-винтовые передачи. Станки имеют класс точности А по ГОСТ 8—82.

Технологические возможности приведенных карусельно-шлифовальных станков при наличии специальных шлифовальных головок, приспособлений для статической балансировки кругов, устройств для правки шлифовальных кругов и выверки изделий расширяются и позволяют осуществлять как круглое шлифование наружных и внутренних цилиндрических, конических и сферических поверхностей, так и шлифование плоских поверхностей торцом и периферией шлифовального круга. Шлифуемое изделие закрепляется традиционным способом — на электромагнитной плите стола. Станки оснащены СЧПУ с интегрированными контроллерами на каждый шпиндель шлифовальной бабки.

Высокое качество обработки изделий при шлифовании в значительной степени зависит от вибрационного возбуждения и динамических процессов, основными причинами которых являются:

неуравновешенные движущиеся массы и величины дисбалансов как шпинделей (его передней опоры у гильзы) шлифовальных головок, так и

шлифовальных кругов отдельно и в сборе со шпинделями [3];

наличие в приводах гибких звеньев (ременных передач, цепей), возбуждающих поперечные автоколебания, которые в совокупности порождают постоянные автоколебания технологической системы (ТС);

процессы образования стружки, которые с учетом упругих свойств шлифуемых изделий являются прерывистыми и из-за переменной силы резания инициируют высокочастотные колебания (вибрации);

наличие внешних случайных силовых импульсов (однократные временные затухающие вибрации), дестабилизирующих статическое состояние ТС станка через опоры (фундамент) или в результате скачков напряжения в сети питания, и др.

Для обеспечения высокого качества обработки поверхностей (точности, параметров шероховатости, микроструктуры поверхностного слоя) на карусельно-шлифовальном станке необходимо экспериментально определить характер вибрационных процессов и их источники для принятия рационального решения по максимально возможному снижению вибровозбуждения. К основным способам снижения вредного влияния вибраций ТС станка следует отнести:

конструктивный — повышение жесткости основных архитектурных элементов станка;

режимный — отстройка частотных спектров собственных и вынужденных колебаний исполнительных узлов станка и источника, инициирующего вредные вибрации;

пассивный — оснащение ТС разного рода поглотителями вибраций (амортизаторы, демпферы);

активный — введение в структуру станка быстродействующих источников, создающих искусственные колебания с противофазными амплитудно-частотными спектрами (АЧС) по отношению к спектру вредных колебаний.

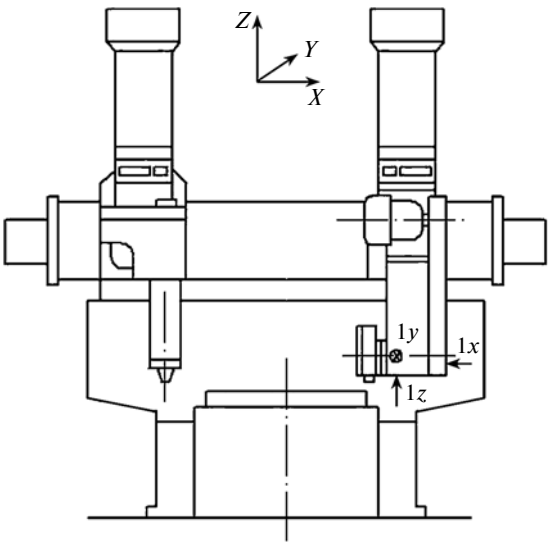


Рис. 1. Схема размещения измерительных приборов на правой шлифовальной головке карусельно-шлифовального станка 3Н763Ф1

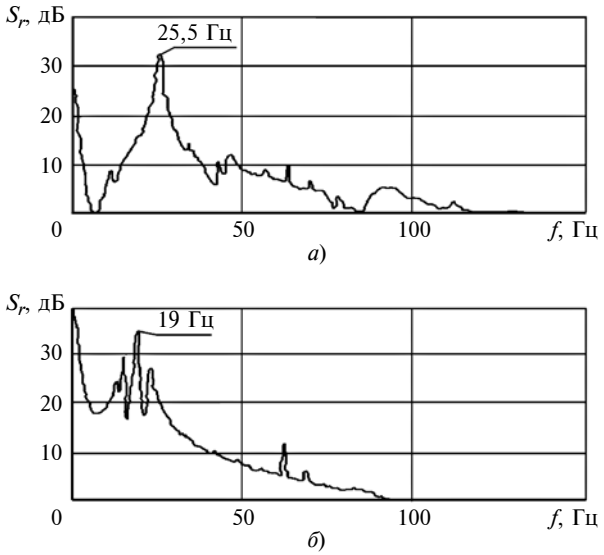


Рис. 2. Спектры колебаний станка 3Н763Ф1 в точках 1*x* (*а*) и 1*y* (*б*) при ударе по корпусу шлифовальной головки с кругом и устройством для его правки

Приведем пример анализа виброустойчивости горизонтальной шлифовальной головки, закрепленной на правой салазке суппорта станка 3Н763Ф1, которую оценивали по экспериментально определенному уровню вибрации шлифовальной головки на холостом ходу при двух режимах работы станка:

без вращения стола станка на частотах вращения шпинделя головки $n_{г1} = 1670$ мин$^{-1}$ и $n_{г2} = 2390$ мин$^{-1}$ при мощностях электродвигателей шлифовального круга $P_{кр} = 18{,}5$ кВт и стола $P_{ст} = 6$ кВт без круга и с кругом диаметром $D_{кр} = 500$ мм и высотой $H = 100$ мм;

на частотах вращения шпинделя горизонтальной головки $n_{г1} = 1670$ мин$^{-1}$ и $n_{г2} = 2390$ мин$^{-1}$ со шлифовальным кругом и приспособлением для правки круга при массах шлифовальной головки $m_г = 810$ кг, шлифовального круга $m_{кр} = 50$ кг и приспособления $m_п = 140$ кг.

Схема расположения первичных преобразователей виброимпульсов (вибродатчиков) на правой шлифовальной головке станка 3Н763Ф1 приведена на рис. 1, где точки 1*x*, 1*y* и 1*z* указывают места установки акселерометров (вибродатчиков) для измерения и определения параметров вибрации — среднего квадратического значения виброскорости V_e, мм/с, величины виброперемещения (двойной амплитуды) S_r, мкм, в полосе частот $f = 3 \div 200$ Гц и на доминирующих частотах при узкополосном анализе с использованием измерительной и анализирующей аппаратуры датской фирмы Brül u Kjer.

Абсолютные колебания шлифовальной головки измеряли акселерометрами 4370 и 4351 в комплекте

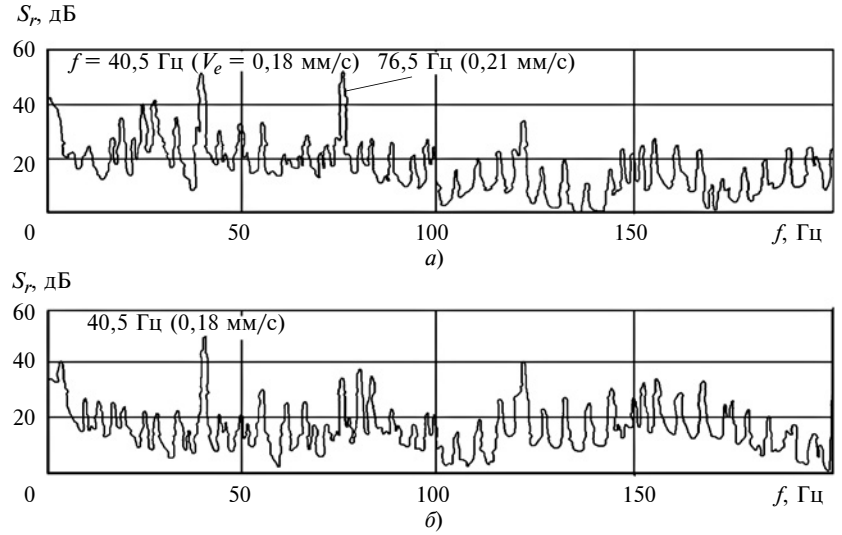


Рис. 3. Спектры колебаний горизонтальной шлифовальной головки станка 3Н763Ф1 в точках 1*x* (*а*) и 1*z* (*б*) при холостом ходе шпинделя с частотой вращения 2390 мин$^{-1}$

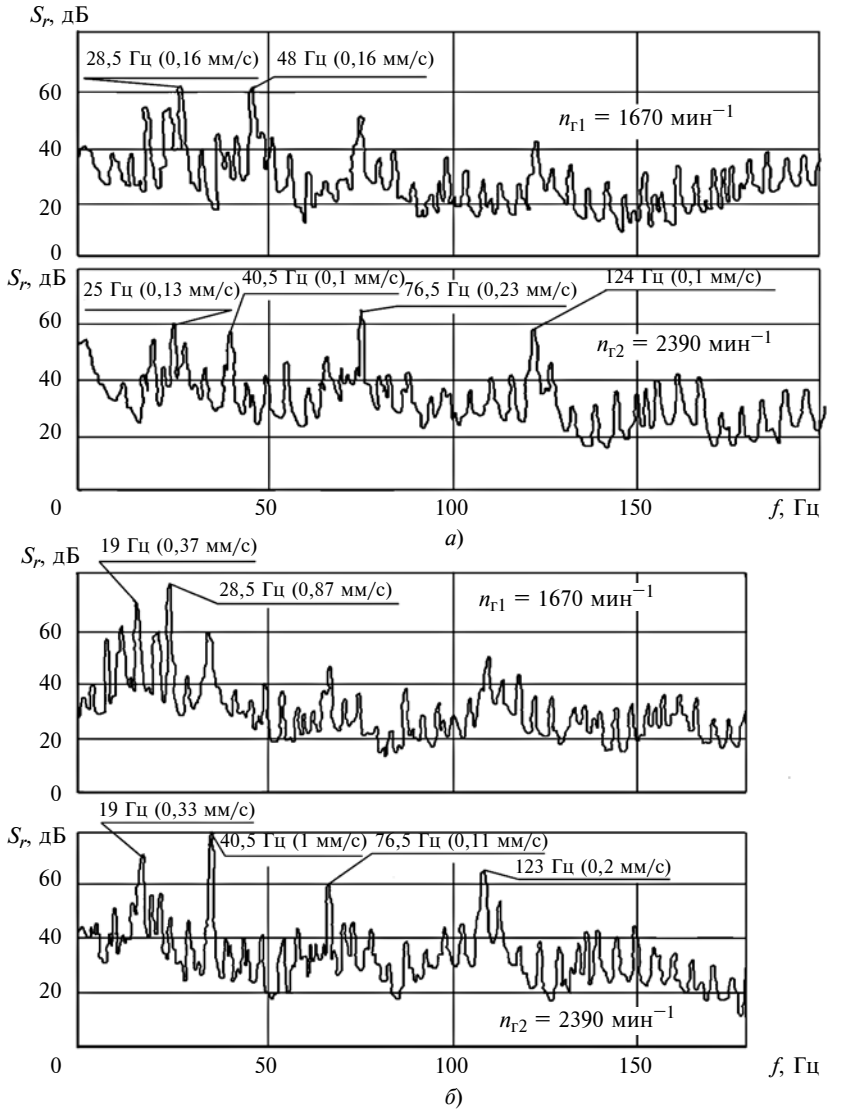


Рис. 4. Спектры колебаний горизонтальной шлифовальной головки станка 3Н763Ф1 с кругом и устройством для правки в точках 1*x* (*а*) и 1*y* (*б*) при холостом ходе шпинделя с разными частотами вращения

с усилителями 2635 заряда, виброметром 2511 и перестраиваемым полосовым фильтром 1621. Сигналы регистрировали магнитофоном 7005, а их обработку и анализ осуществляли на двухканальном анализаторе фирмы Brül u Kjer.

Собственную частоту вязкоупругой системы станка определяли по спектрам колебаний (рис. 2) при их возбуждении тарированным ударом по корпусу горизонтальной шлифовальной головки с кругом и приспособлением для правки. Акселерометры устанавливали в тех же местах, что и при измерении параметров f, V_e, S_r вибраций. По оси X при спектральной плотности S_f = 32 дБ собственная частота колебаний вязкоупругой системы карусельно-шлифовального станка составила $f \approx$ 25,5 Гц, а по оси Y при спектральной плотности 35 дБ соответственно 19 Гц.

При холостом ходе шпинделя со шлифовальной головкой массой $m_г$ = 860 кг и кругом при частоте вращения $n_{г2}$ = 2390 мин$^{-1}$ и спектральной плотности 45 дБ уровни виброскорости V_e = 0,18 мм/с по осям X и Z совпадают на частоте f = 40,5 Гц (рис. 3). Увеличение массы $m_г$ головки с 860 кг (с кругом) до 1000 кг (с кругом и приспособлением для правки) при холостом ходе шпинделя и частотах вращения головки $n_{г1}$ = 1670 мин$^{-1}$ и $n_{г2}$ = 2390 мин$^{-1}$ в направлении оси X (рис. 4, *а*) соответственно влияет на вид и характер спектрограммы (см. рис. 3, *а*), а также на параметры V_e, S_r и f вибрации.

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вибраций горизонтальной шлифовальной головки массой $m_г$ = 1000 кг (с кругом и приспособлением для правки) при холостом ходе на частотах вращения $n_{г1}$ =1670 мин$^{-1}$ и $n_{г2}$ = 2390 мин$^{-1}$ и тех же условиях эксперимента по оси Y отличается как по виду, так и по структурному составу спектрограмм от спектрограмм по оси X (рис. 4, *а*, *б*).

Результаты измерения и обработки спектрограмм при разных условиях исследования горизонтальной головки станка 3Н763Ф1 в виде

Частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$	Овальность круга	Устройство для правки круга	Виброскорость V_e, мм/с, при частоте 3÷200 Гц по осям			Виброскорость V_e, мм/с, виброперемещение (двойная амплитуда) S_r, мкм, и доминирующая частота f, Гц, вибрации по осям									Собственная частота колебаний f, Гц, по осям	
						X			Y			Z			X	Y
			X	Y	Z	f	V_e	S_r	f	V_e	S_r	f	V_e	S_r		
1670 (28 Гц)	–	–	–	3,0	–	–	–	–	28,5	2,88	45	–	–	–	29	28
	+	–	–	4,0	0,50	–	–	–	28,5	4,00	63,0	29,0	0,35	5,4	26÷28,5	24,5
	+	+	0,32	1,05	–	28,5 48,0	0,16 0,16	2,5 1,0	19,0 28,5	0,37 0,87	9,0 14,0	– –	– –	– –	25,5	19
2390 (40 Гц)	+	–	0,35	1,7	0,24	40,5 76,5	0,18 0,21	2,0 1,2	40,5	1,50	17,0	40,5	0,18	2,0	26÷28,5	24,5
	+	+	0,34	1,15	–	25,0 40,5 76,5 124,0	0,13 0,10 0,23 0,10	2,3 1,1 1,4 0,4	19,0 40,5 76,5 123,0	0,33 1,00 0,11 0,20	8,0 11,0 0,6 0,7	–	–	–	25,5	19

Примечание. «+» и «–» — наличие и отсутствие параметра.

параметров V_e, S_r вибрационных колебаний и частот f доминирующих уровней вибрации по осям X, Y и Z приведены в таблице.

Исследования показали повышение вибросмещений S_r (амплитуды вибраций) шлифовальной головки в резонансной зоне (при совпадении частот собственных колебаний станка и частот виброскорости $f = 28$ и 28,5 Гц) по оси Y до $S_r = 45 \div 63$ мкм при частоте вращения $n_{г1} = 1670$ мин$^{-1}$ и до $S_r = 8 \div 11$ мкм при частоте $n_{г2} = 2390$ мин$^{-1}$ ($f = 19$ Гц). Ориентировочные расчеты показывают, что при увеличении совокупной массы головки (с кругом и приспособлением для его правки) на 14 % (до 1000 кг) вибросмещения S_r уменьшаются с 70 до 35 мкм по оси Y при увеличении частоты вращения шпинделя головки на 30 % (с $n_{г1} = 1670$ мин$^{-1}$ до $n_{г2} = 2390$ мин$^{-1}$). При этом частота колебаний вязкоупругой ТС по оси X снижается с 29 до 25,5 Гц, а по оси Y — с 28 до 19 Гц и сопровождается значительным уменьшением вибросмещений S_r по основным гармоникам и субгармоникам по всем координатным осям станка.

Производственный опыт показывает [3], что основными источниками вибровозмущений (на холостом ходу и в процессе шлифования) являются приводы шлифовального круга и планшайбы стола, реализуемые клиноременной передачей от своих электродвигателей. Высокие статическая и динамическая жесткости ТС станка с одновременным повышением жесткости стыков неподвижных соединений основных корпусных деталей путем увеличения геометрической точности сопрягаемых поверхностей и применения крепежных устройств с большой плотностью распределения зажимного усилия обеспечивают требуемую точность и чистоту обработки благодаря высокоточным роликоподшипникам с преднатягом в конструкции стола и прецизионным подшипникам в опорах шпинделя головки, отсутствию люфтов в направляющих качения вертикальных направляющих салазок правой горизонтальной бабки, а также в приводах подач и шариковинтовой передаче.

Правильный выбор шлифовальных кругов на керамической, бакелитовой и вулканитовой связках и эльборовых кругов на керамической связке, соответствующих классу неуравновешенности по ГОСТ 3060—86 (классы 1—4), позволяет снизить динамическую неуравновешенность циклически перемещаемых масс в шлифовальной головке. При высоких требованиях к качеству шлифования деталей динамическую неуравновешенность циклически перемещаемых масс в шлифовальной головке можно снизить до определенного уровня их качественной балансировкой. Для высокочастотных приводов в конструкции станка рационально использовать системы автоматической балансировки шпинделя совместно с кругом в процессе шлифования.

Так как процессы супершлифования крупногабаритных деталей ($D_{max} = 2000$ мм, $H_{max} = 600 \div 1000$ мм) на станках 3Н763Ф1, 3763Ф1 и других мало отличаются по параметрам виброустойчивости, измеренным на холостом ходу, то полученные результаты позволяют с целью повышения виброустойчивости и обеспечения эффективной и качественной обработки деталей горизонтальной шлифовальной головкой на карусельно-шлифовальных станках с ЧПУ рекомендовать при их эксплуатации и проектировании следующее:

осуществлять статическую и динамическую балансировки шпинделя шлифовальной головки вместе с кругом, устраняющие их гравитационную и инерционную неуравновешенность;

использовать приспособления для установки и крепления шлифовальных кругов и устройство для их автоматической балансировки [4];

УДК 621.983:539.374

М. В. ГРЯЗЕВ, С. Н. ЛАРИН, доктора технических наук (Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Разработка математической модели процесса вытяжки упрочняющегося материала с прижимом радиальной матрицей[1]

Разработана математическая модель процесса вытяжки без утонения стенки детали из анизотропного упрочняющегося материала с прижимом радиальной матрицей. Исследованы силовые режимы и параметры повреждаемости в зависимости от коэффициента вытяжки, радиуса скругления матрицы, условий трения в контакте инструмента и заготовки, а также от давления прижима для ряда листовых материалов.

Ключевые слова: вытяжка, деформирование, напряжения деформации, сила, разрушение.

A mathematical model of the drawing process without wall thinning of the part from an anisotropic hardening material with radial matrix clamping is developed. The force modes and damageability parameters depending on the drawing ratio, the matrix rounding radius, the friction conditions in the tool and workpiece contact, and also the clamping pressure for a number of sheet materials, are studied.

Keywords: drawing, deforming, strain stress, force, fracture.

Вытяжка — широко применяемая операция листовой штамповки для получения множества изделий, представляющих в основном цилиндр с разной формой дна и фланца. Листовая штамповка — хорошо изученный процесс, однако мало публикаций, в которых учитывается влияние механических и физических свойств металла на сам процесс. В данной статье рассматривается первая вытяжка с прижимом фланца матрицей, имеющей радиальную форму рабочей кромки радиусом $r_м$, листового материала, обладающего анизотропными свойствами, с деформацией $\psi = 1 - m_d$, где $m_d = d_1/D_0$ — коэффициент вытяжки ($d_1 = 2r_1$ — диаметр детали по нейтральному слою; $D_0 = 2R_0$ — диаметр заготовки).

Принимаем допущения, что материал несжимаем, проявляет анизотропные свойства (трансверсальная анизотропия), изотропно упрочняется.

Для описания поведения материала актуальны условие текучести Мизеса — Хилла и ассоциированный закон течения [1—4]. При расчетах считаем, что первая вытяжка проходит в условиях плоского напряженного состояния. Для принятых условий деформирования справедлив закон трения Кулона на границах заготовки и инструмента.

Моделирование данного процесса основано на способе параллельного решения приближенных дифференциальных уравнений равновесия и условий текучести, который учитывает сопряжения на контактных границах и изменение течения матери-

[1] Работа выполнена в рамках гранта РФФИ № 16-48-710014 и гранта администрации Тульской области.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 80)

осуществлять правку шлифовальных кругов по управляющей программе;

назначать норму допустимого остаточного дисбаланса шпинделя с опорами в соответствии с классом точности карусельно-шлифовальных станков с ЧПУ, определяющего расчетную допустимую скорость центра масс;

учитывать при проектировании вязкоупругие характеристики и жесткость карусельно-шлифовальных станков с определением их собственной частоты колебаний;

выбирать оптимальные по скорости резания режимы шлифования с возможностью работы вне резонансной зоны (без совпадения частот собственных колебаний ТС станка и частот вынужденных и иных колебаний головки).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Налетов С. П., Бушуев В. В.** Современные тяжелые карусельные станки // Станки и инструменты. 1977. № 5. С. 5—9.

2. **Сафронович А. А., Булатов М. В., Шургин А. М.** Карусельные станки. Конструкция и эксплуатация. М.: Машиностроение, 1983. 263 с.

3. **Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В.** Повышение виброустойчивой обработки на карусельно-шлифовальных станках с ЧПУ // Материалы междун. заочной науч.-практ. конф. "Современные проблемы теории машин". Новокузнецк: НИЦ МС, 2016. № 4 (2). С. 119—128.

4. **SU 951 091.** МПК G01M 1/38. Устройство для автоматической балансировки шлифовального круга, устанавливаемого на шпинделе станка.

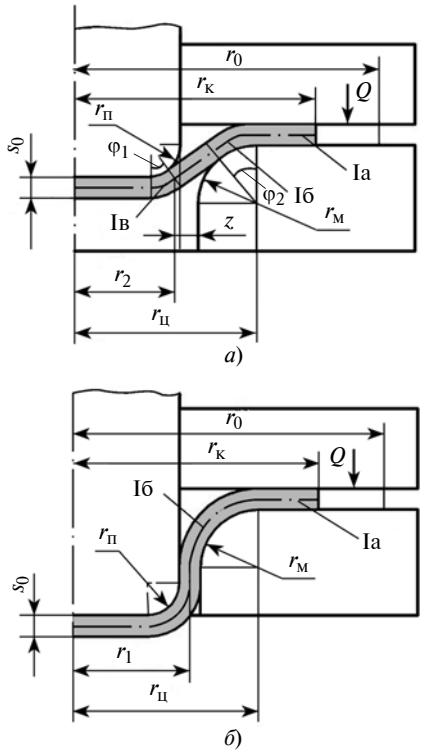


Рис. 1. Схемы первого (*а*) и второго (*б*) этапов первой вытяжки

ала [1—9]. Перед расчетом очаг деформации разделим на несколько участков. Схемы начальной стадии вытяжки и стадии, на которой центр закругления пуансона совпадает с верхней кромкой матрицы ($z > s_0$, z — зазор между матрицей и пуансоном на сторону), приведены соответственно на рис. 1, *а*, *б*.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) изделия на первом этапе вытяжки исследуем путем разбивки очага деформации на три характерных участка (см. рис. 1): участок Iа находится в части заготовки, которая лежит на поверхности матрицы, и ограничен торцом заготовки (размер r_k) с одной стороны и размером $r_ц$ — точкой перехода прямого профиля матрицы в криволинейный; участок Iб включает входную кромку матрицы и лимитируется координатами $\varphi = 0$ и текущим углом φ_2 охвата тороидальной поверхности матрицы заготовкой; участок Iв находится между входной поверхностью конуса матрицы и кромкой пуансона.

Меридиональные σ_r и окружные σ_θ напряжения на участке Iа найдем численным решением уравнения равновесия

$$r\frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r\left(1 + \frac{r ds}{s dr}\right) - \sigma_\theta = 0 \qquad (1)$$

с учетом условия пластичности

$$\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \frac{2R}{1+R}\sigma_r\sigma_\theta = \sigma_s^2, \qquad (2)$$

где

$$\sigma_r = \mu Q/(\pi r_к s_0) \text{ при } r = r_к, \qquad (3)$$

где $r_к \ge r \ge r_ц$ (r — текущий радиус точки; $r_к$ — радиус торца изделия в текущий момент деформирования, $r_ц$ — радиус изделия по центру скругления матрицы); μ — коэффициент трения; R — коэффициент анизотропии; σ_s — сопротивление металла пластическому деформированию; Q — сила прижима, определяется по формуле

$$Q = \pi(r_к^2 - r_ц^2)q.$$

Здесь q определяется относительной толщиной листа $S_D = s_0/D_0$, где s_0 — толщина заготовки; D_0 — диаметр заготовки.

При исследовании вытяжки без прижима фланца заготовки в выражении (3) принимаем $Q = 0$.

Оценим кинематику и деформации в заготовке на участке Iа. Определим скорости деформации в меридиональном и тангенциальном направлениях и по толщине

$$\xi_r = dV_r/dr;$$

$$\xi_\theta = V_r/r;$$

$$\xi_z = \dot{s}/s,$$

где V_r — скорость течения материала в меридиональном направлении.

С учетом уравнения $\xi_r + \xi_\theta + \xi_z = 0$ несжимаемости и формул связи скоростей деформаций и напряжений определим величину скоростей в меридиональном направлении

$$\frac{dV_r}{dr} = -\frac{V_r}{r}(1+f);$$

$$f = -\frac{\sigma_r + \sigma_\theta}{\sigma_\theta(1+R) - R\sigma_r}. \qquad (4)$$

Изменение толщины заготовки определяется уравнением

$$\frac{ds}{s} = \frac{dr}{r}f. \qquad (5)$$

С учетом выражения (5) уравнение (1) перепишем в виде:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r(1+f) - \sigma_\theta}{r} = 0. \qquad (6)$$

Проинтегрируем выражение (6) методом конечных разностей от торцевой части изделия:

$$\sigma_{r_n} = \sigma_{r_{n-1}} - \frac{r_n - r_{n-1}}{r_{n-1}}[\sigma_{r_{n-1}}(1+f) + \sigma_{\theta_{n-1}}].$$

Далее определим σ_{θ_n} из условия (2) с учетом формулы (3).

Меридиональные σ_r и окружные σ_θ напряжения на участке Iб определяем совместным решением условия равновесия

$$\frac{d\sigma_r}{d\varphi} - \sigma_r\left(\frac{\cos\varphi}{a-\sin\varphi} + \mu - \frac{ds}{sd\varphi}\right) + \\ + \sigma_\theta \frac{\cos\varphi + \mu\sin\varphi}{a-\sin\varphi} = 0 \qquad (7)$$

и условия (2) пластичности при $\varphi = 0$:

$$\sigma_r = \sigma_{r_\text{ф}}\Big|_{r=r_\text{ц}} + \sigma_s\Big|_{r=r_\text{ц}} \frac{s}{4r_\text{мс}},$$

где φ — угол, уточняющий положение искомого сечения детали на тороидальной поверхности матрицы; μ — коэффициент трения; $a = r_\text{ц}/r_\text{мс}$; $r_\text{мс} = r_\text{м} + 0{,}5s_0$; $\sigma_{r_\text{ф}}$ — меридиональное напряжение во фланце детали (участок Ia), определяемое при $r = r_\text{ц}$; σ_s — сопротивление материала пластическому деформированию при $r = R_\text{ц}$.

Распределение меридиональных σ_r и окружных σ_θ напряжений в зоне бесконтактной деформации найдем после интегрирования уравнения (1) с учетом условия (2) пластичности при $r = r_1$:

$$\sigma_r = \sigma_{r_\text{т}}\Big|_{\varphi=\varphi_2} + \sigma_s\Big|_{\varphi=\varphi_2} \frac{s}{4r_\text{мс}}, \qquad (8)$$

где φ_2 — угловая координата, характеризующая границу тороидального и конусообразного участков; $\sigma_{r_\text{т}}$ — меридиональное напряжение на участке матрицы тороидальной формы, определенное при $\varphi = \varphi_2$; $\sigma_s\Big|_{\varphi=\varphi_2}$ — сопротивление материала пластическому деформированию.

Отметим, что в формуле (8) первое слагаемое включает приращение меридионального напряжения, которое связано со спрямлением заготовки.

Первый этап вытяжки заканчивается при полном прилегании заготовки к тороидальной поверхности матрицы.

Сила вытяжки на первом этапе определяется выражением:

$$P = 2\pi(r_1 - r'_\text{пс} + r_\text{пс}\sin\varphi)s_0\sigma_r\sin\varphi,$$

где $r'_\text{пс} = r_\text{п} + 0{,}5s_0$; $r_\text{пс} = r_\text{п} + 0{,}5s_0$ — радиус закругления дна изделия в текущий и начальный моменты времени; σ_r — меридиональное напряжение на выходе из очага пластической деформации при $r = r_2$, определяемое с учетом формул (1), (2), (4) и условий (3), (5), (6) при деформации конусообразного участка контакта инструмента и заготовки ($\varphi = \varphi_2$) и с учетом формул (1), (2), (4) и граничных условий (3), (5), (7) при полном прилегании заготовки к тороидальной поверхности матрицы ($\varphi = \varphi_1$).

Чтобы учесть упрочнение материала (изотропное) в зоне I реализации плоского напряженного состояния (см. рис. 1), необходимо иметь информацию о состоянии в очаге деформации.

Поэтому исследуем деформированное состояние изделия.

Определим приращение окружной деформации по формуле

$$d\varepsilon_\theta = dr/r,$$

где r — радиус требуемого сечения очага деформации.

Приращения меридиональных деформаций $d\varepsilon_r$ и деформаций $d\varepsilon_z$ по толщине заготовки можно определить с учетом ассоциированного закона пластического течения по формулам:

$$d\varepsilon_z = -d\varepsilon_\theta \frac{\sigma_r + \sigma_\theta}{\sigma_\theta(1+R) - R\sigma_r};$$

$$d\varepsilon_r = -(d\varepsilon_\theta + d\varepsilon_z).$$

Приращение $d\varepsilon_i$ интенсивности деформации определяется по формуле

$$d\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2(2+R)}}{\sqrt{3}(2R+1)}\{R(d\varepsilon_r - d\varepsilon_\theta)^2 + \\ + [d\varepsilon_\theta(1+R) + Rd\varepsilon_r]^2 + [d\varepsilon_r(1+R) + Rd\varepsilon_\theta]^2\}^{1/2}.$$

Для учета упрочнения материала воспользуемся зависимостью

$$\sigma_s = \sigma_{0,2}[1 + B(\varepsilon_i)^n],$$

где $\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести; B и n — характеристики кривой упрочнения материала.

Изменение толщины изделия при вытяжке определим по формуле

$$\ln\frac{s}{s_0} = -\int_{r_{n-1}}^{r} \frac{\sigma_r + \sigma_\theta}{\sigma_r R - \sigma_\theta(1+R)} \frac{dr}{r}.$$

Радиус $R_\text{к}$ внешнего края изделия при вытяжке определим из условия неизменности площади поверхности изделия в зависимости от перемещения $h_\text{п}$ пуансона.

Сила вытяжки в этот период деформирования определяется формулой

$$P = \pi d_1 s_0 \sigma_{r\,\text{вых}}. \qquad (9)$$

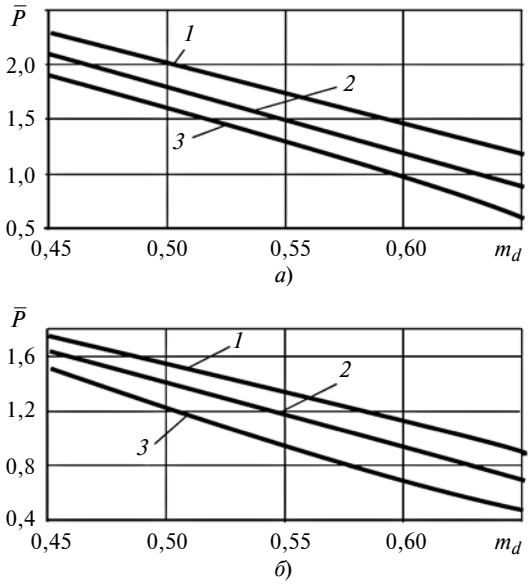


Рис. 2. Зависимости относительной силы $\bar{P}$ от коэффициента m_d вытяжки для сплава АМц (*а*) и стали 08кп (*б*) при $\bar{r}_м$ = 1,5 (*1*), 3,0 (*2*), 4,5 (*3*) и R_0 = 30,8 мм; μ = 0,1; q = 1 МПа

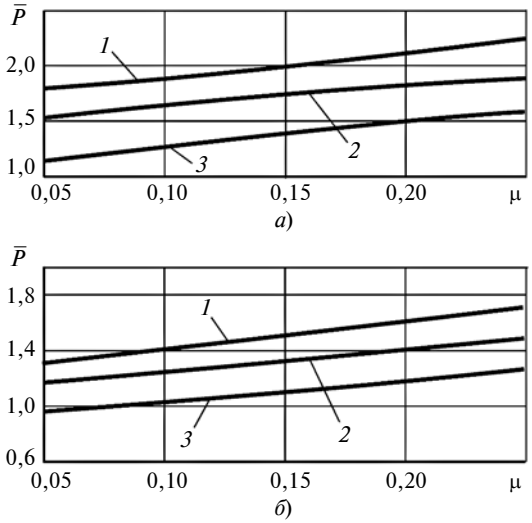


Рис. 3. Зависимости относительной силы $\bar{P}$ от коэффициента μ трения для сплава АМц (*а*) и стали 08кп (*б*) при $\bar{r}_м$ = 1,5 (*1*), 3,0 (*2*), 4,5 (*3*) и R_0 = 50 мм; m_d = 0,4; q = 1 МПа

В формуле (9) меридиональное напряжение на выходе из очага деформации определяется по формуле

$$\sigma_{r\,\text{вых}} = \sigma_r\big|_{\varphi=\pi/2} + \sigma_s\big|_{\varphi=\pi/2}\frac{s}{4r_{\text{мс}}},$$

где $\sigma_{r\,\text{вых}}\big|_{\varphi=\pi/2}$ — меридиональные напряжения на тороидальной поверхности матрицы; $\sigma_s\big|_{\varphi=\pi/2}$ — сопротивление материала пластическому деформированию; d_1 — диаметр изделия по срединной поверхности.

Выражение (9) позволяет проанализировать влияние степени деформации, размеров инструмента, трения и давления прижима матрицей с фланцем на силу вытяжки заготовок из разных материалов и разных размеров. Механические характеристики исследуемых материалов приведены в таблице.

Расчеты выполнены при следующих диапазонах параметров: m_d = 0,4÷0,9; $\bar{r}_м$ = 2÷10; μ = 0,05÷0,2; $\bar{r}_м = r_м/s_0$; s_0 = 1,5 мм; $R_м$ = 20 мм; $r_1 = R_м + 0{,}5s$.

Получены зависимости, позволяющие оценить изменение относительной силы $\bar{P} = P/(2\pi r_1 s_0 \sigma_{0,2})$ вытяжки в момент совпадения центра скругления пуансона с кромкой матрицы (максимальной силы)

Характеристики исследуемых материалов

Материал	$\sigma_{0,2}$, МПа	B	n	R
Сталь 08кп	268,66	1,226	0,478	0,8
Алюминиевый сплав АМц	29,20	2,368	0,440	0,605

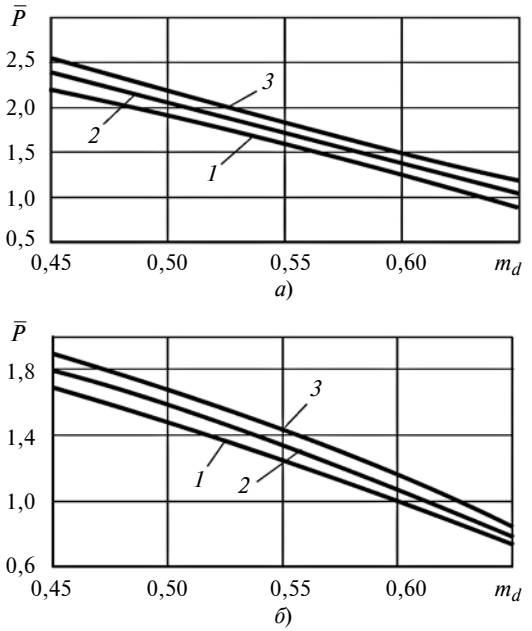


Рис. 4. Зависимости относительной силы $\bar{P}$ от коэффициента m_d вытяжки для сплава АМц (*а*) и стали 08кп (*б*) при μ = 0,1 (*1*), 0,15 (*2*), 0,2 (*3*) и R_0 = 36,4 мм; $\bar{r}_м$ = 3; q = 1 МПа

от относительного радиуса $\bar{r}_м$ матрицы (рис. 2 и 4), коэффициента m_d вытяжки (рис. 3) и коэффициента μ трения (рис. 4) прижима при других постоянных параметрах для стали 08кп и алюминиевого сплава АМц.

Анализ полученных зависимостей показал, что относительная сила $\bar{P}$ в значительной степени зависит от коэффициентов m_d вытяжки, при уменьшении которого с 0,6 до 0,4 сила $\bar{P}$ увеличивается

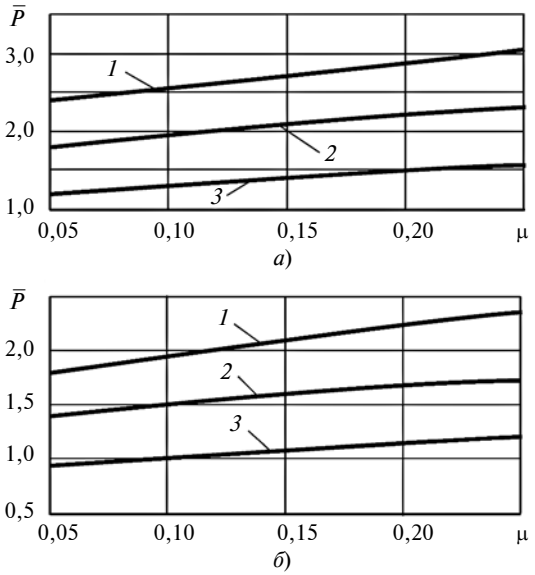


Рис. 5. Зависимости относительной силы $\bar{P}$ от коэффициента μ трения для сплава АМц (*а*) и стали 08кп (*б*) при m_d = 0,4 (*1*), 0,5 (*2*), 0,6 (*3*) и R_0 = 30,8 мм; $\bar{r}_м$ = 3; q = 1 МПа

в 2—3 раза и более (рис. 5). Увеличение относительного радиуса $\bar{r}_м$ матрицы также ощутимо влияет на изменение силы вытяжки, особенно при больших коэффициентах m_d. Так, увеличение радиуса $\bar{r}_м$ с 1,5 до 4,5 при m_d = 0,65 ведет к уменьшению силы более чем в 1,5 раза (см. рис. 2, *а*, *б*). Установлено, что увеличение коэффициента μ трения с 0,05 до 0,20 приводит к увеличению относительной силы $\bar{P}$ в 1,5 раза (см. рис. 3).

Выводы

Приведены результаты моделирования первой операции вытяжки с прижимом фланца матрицей с радиальной рабочей кромкой, соответствующей радиусу анизотропного листового материала, которая является предварительной операцией перед отбортовкой.

Проанализировано влияние степени деформации, размеров инструмента, трения и давления прижима на силу вытяжки с фланцем для заготовок из разных металлов и разных размеров.

Полученные результаты можно использовать как рекомендации при проектировании технологических процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

2. **Яковлев С. П., Яковлев С. С., Андрейченко В. А.** Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант, 1997. 331 с.

3. **Нечепуренко Ю. Г., Яковлев С. П., Яковлев С. С.** Глубокая вытяжка цилиндрических изделий из анизотропного материала. Тула: ТулГУ, 2000. 195 с.

4. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.

5. **Яковлев С. С., Трегубов В. И., Нечепуренко Ю. Г.** Глубокая вытяжка анизотропного упрочняющегося материала // Заготовительные производства. 2005. № 4. С. 38—44.

6. **Deep** drawing process without lubrication — an adapted tool for a stable, economic and environmentally friendly process / A. Mousavia, T. Kunzeb, T. Rochb, et. al. // Procedia Engineering. 2017. V. 207. P. 48—53.

7. **Numerical** and experimental investigation of dry deep drawing of aluminum alloys with conventional and coated tool surfaces / Jennifer Tennera, Kolja Andreasa, Adrian Radiusa, Marion Merklein // Procedia Engineering. 2017. V. 207. P. 2245—2250

8. **A forging** method for reducing process steps in the forming of automotive fasteners / Senyong Chena, Yi Qina, Chenb J. G., Chee-MunChoy // International Journal of Mechanical Sciences. December 2017.

9. **A single-step** hot stamping-forging process for aluminum alloy shell parts with nonuniform thickness / Junsong Jin, Xinyun Wang Lei, Deng Jiancheng Luo // Journal of Materials Processing Technology. February 2016. V. 228. P. 170—178.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**