ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12
2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:
107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Нижегородов А. И. — Радиально-поршневая гидромашина с фазово-объемным регулированием подачи и режимом амплитудно-частотной модуляции для приводов вибрационных сейсмоиспытательных платформ . . . 3

Иванов А. С., Фомин М. В., Ермолаев М. М., Чиркин А. В. — Профили зубьев зубчатых колес . . . 9

Теренченко А. С., Карпухин К. Е., Шорин А. А., Скляринский С. Ф. — Оптимизация потерь в тяговом асинхронном двигателе в составе комбинированной энергоустановки . . . 12

Шин И. Г., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А, Назаров С. Р. — Оценка скрытой энергии деформации в поверхностном слое деталей по диаграмме деформирования материалов . . . 15

Махалов М. С., Блюменштейн В. Ю. — Моделирование остаточных напряжений на разных этапах жизненного цикла изделий . . . 21

Салтыков М. А., Сиротенко И. В. — Концептуальный подход к конструированию среднеоборотных форсированных дизелей . . . 26

Медведев А. М., Литовка Г. В. — Повышение эффективности мероприятий по снижению уровня шума виброабразивных станков . . . 31

Асанов Р. Э., Кузнецов А. П., Косов М. Г. — Инженерный метод оценки и выбора мехатронных модулей по интегральным параметрам при проектировании технических устройств . . . 34

Юркевич В. В., Лушников П. В. — Влияние дисбаланса на работу шпинделя металлообрабатывающего станка . . . 41

Галкин М. Г., Смагин А. С. — Вероятностный расчет технологических размерных цепей с учетом колебаний значений технологических припусков . . . 44

Савкин А. Н., Андроник А. В., Суханов М. А. — Оценка предела усталости элементов подвески автомобиля в программе SolidWorks . . . 47

Абдуллаев А. И., Наджафов А. М., Саламов А. А. — Поисковое конструирование мультипликатора ветроэнергетического агрегата . . . 50

Вавилов В. Е. — Параметры гибридного магнитного подшипника при осевом смещении магнитных колец . . . 53

Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Гужвенко И. Н. — Применение модифицированных смазочных материалов для повышения износостойкости деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля . . . 57

Рождественский Ю. В., Камалтдинов В. Г., Малоземов А. А., Хозенюк Н. А. — Эффективная двигатель-генераторная установка для малой энергетики . . . 60

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Агеева Е. В., Агеев Е. В., Карпенко В. Ю. — Рентгеноструктурный анализ порошка, полученного из вольфрамсодержащих отходов электроэрозионным диспергированием в водной среде . . . 64

Кухарь В. Д., Киреева А. Е., Сорвина О. В. — Повышение эффективности работы индуктора-концентратора для магнитно-импульсной обработки металлов . . . 66

Мартиросян А. М., Агбалян А. С., Ордян Н. А., Казарян А. Н. — Изготовление алмазных инструментов на металлической связке . . . 68

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Козлов А. М., Малютин Г. Е. — Повышение производительности чистового фрезерования вогнутых поверхностей сложной формы на станках с ЧПУ . . . 71

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Омельченко И. Н., Лазарев С. В., Комарова С. Г. — Расчет потерь в производственном процессе при построении карты потока создания ценности . . . 75

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2014 г. . . . 82

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Nizhegorodov A. I. — Radial-piston hydraulic machine with phase volume control of feed and amplitude-frequency modulation mode for drives of vibrational seismic test platforms . . . 3

Ivanov A. S., Fomin M. V., Ermolaev M. M., Chirkin A. V. — Teeth profiles of gear wheels . . . 9

Terenchenko A. S., Karpukhin K. E., Shorin A. A., Sklyarinskiy S. F. — Optimization of losses in traction asynchronous motor as a part of combined power plant . . . 12

Shin I. G., Muminov M. R., Shodmonkulov Z. A., Nazarov S. R. — Assessment of latent deformation energy in surface layer of parts based on schematized deformation curves of materials . . . 15

Makhaloy M. S., Blumenshtein V. Yu. — Modeling of residual stresses on the different stages of product life cycle . . . 21

Saltykov M. A., Sirotenko I. V. — Conceptual approach to design medium-speed accelerated diesels . . . 26

Medvedev A. M., Litovka G. V. — Increase of effectiveness of arrangement on noise level decrease of vibroabrasive machines . . . 31

Asanov R. E., Kuznetsov A. P., Kosov M. G. — Engineering method of assessment and selection of mechatronic modules by integral parameters at design of technical devices . . . 34

Yurkevich V. V., Lushnikov P. V. — Influence of disbalance on operation of spindle of metal-working machine . . . 41

Galkin M. G., Smagin A. S. — Probability calculation of technological dimension chains taking into account tolerances of allowances . . . 44

Savkin A. N., Andronik A. V., Sukhanov M. A. — Assessment of service life of automobile suspension in SolidWorks Software . . . 47

Abdullaev A. I., Nadzhafov A. M., Salamov A. A. — Exploratory design of increaser of wind power generating unit . . . 50

Vavilov V. E. — Parameters of hybrid magnetic bearing at axial deflection of magnetic rings . . . 53

Perekrestov A. P., Chanchikov V. A., Guzhvenko I. N. — Application of modified lubricants for wear resistance improvement of cylinder-piston group parts of marine diesel . . . 57

Rozhdestvenskiy Yu. V., Kamaltdinov V. G., Malozemov A. A., Khozenyuk N. A. — Effective engine-generator unit for small-scale power generation . . . 60

MANUFACTURING ENGINEERING

Ageeva E. V., Ageev E. V., Karpenko V. Yu. — X-ray structural analysis of powder obtained from tungsten-containing wastes by electroerosion dispersion in water medium . . . 64

Kukhar' V. D., Kiteeva A. E., Sorvina O. V. — Improvement of operating effectiveness of intensifier for magnetic pulse processing of metals . . . 66

Martirosyan A. M., Agbalyan A. S., Otdyan N. A., Kazaryan A. N. — Production of diamond tools on metal matrix . . . 68

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Kozlov A. M., Malyutin G. E. — Capability improvement of finishing milling of concave surfaces of complicated shape on NC machines . . . 71

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Omel'chenko I. N., Lazarev S. V., Komarova S. G. — Calculation of losses in production process at construction of flow map of adding value . . . 75

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" for 2014 . . . 82

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

Сдано в набор 05.10.2014. Подписано в печать 14.11.2014.
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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2014

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 62-822:620.17.05

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский ГТУ), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Радиально-поршневая гидромашина с фазово-объемным регулированием подачи и режимом амплитудно-частотной модуляции для приводов вибрационных сейсмоиспытательных платформ

Рассмотрена радиально-поршневая гидромашина с фазово-объемным регулированием подачи для приводов платформ, предназначенных для испытаний на сейсмические нагрузки крупномасштабных макетов и фрагментов зданий и сооружений. Гидромашина обеспечивает вибрационные режимы испытаний с амплитудной или амплитудно-частотной модуляцией колебаний, наиболее адекватно имитирующие сейсмические колебания при землетрясениях.

Ключевые слова: сейсмические испытания, радиально-поршневая гидромашина, фазово-объемное регулирование, знакопеременная подача, частотный спектр, амплитудная и амплитудно-частотная модуляции.

The radial-piston hydraulic machine with phase volume control of feed for platforms drives, designated for tests on seismic loads of large-scale models and segments of buildings and structures, is considered. The hydraulic machine provides vibrational modes of tests with amplitude or amplitude-frequency modulation of vibrations, which allow the most adequate simulating of seismic vibrations at earthquakes.

Keywords: seismic tests; radial-piston hydraulic machine; phase volume control; alternating sign feed; frequency spectrum; amplitude and amplitude-frequency modulations.

В испытаниях на сейсмостойкость утвердились подходы, основанные на использовании крупномасштабных макетов и фрагментов зданий и сооружений, что позволяет имитировать сейсмические воздействия, адекватные реальным [1, 2]. Это требует создания испытательных платформ большой грузоподъемности, обеспечивающих достоверные условия динамического нагружения испытуемых объектов, возникающего при землетрясениях. Для этих целей лучше всего подходят испытательные платформы, снабженные гидрообъемным виброприводом, которые характеризуются высокой удельной мощностью, большой грузоподъемностью и возможностью управления, свойственной объемным гидроприводам [3].

Механизм воздействия сейсмических колебаний на строительные объекты обусловлен резонансными явлениями, приводящими к необратимым деформациям элементов и узлов конструкции. Экспериментально установлено [2], что сооружения характеризуются спектром собственных частот, который зависит от размеров и структуры объекта (кирпичные, крупнопанельные, каркасные из железобетона или стальных конструкций, на ленточном или свайном фундаменте, бескаркасные здания и т. д.) и находится в диапазоне 0,5÷15 Гц и более. Так как сейсмические колебания имеют сплошной спектр с наибольшими уровнями гармоник в интервале 0,1÷10 Гц, то очевидно, что всегда возможно совпадение частот возбуждения и собственных частот, приводящее к резонансу.

На рис. 1 показан спектр относительных амплитуд A_i/A, где A_i и A — текущее и наибольшее значения амплитуды в частотном диапазоне колебаний каркасного здания от единичного толчка при землетрясении [2]. Несмотря на сплошной спектр возбуждения, вызванный колебаниями грунта, реакция здания нестабильна. Так, в диапазонах частот 0,8÷1,5; 2,8÷3,9; 3,9÷4,5 и 5,6÷6,6 Гц имеют место резонансы колебаний элементов узлов в конструкции.

Другим фактором сейсмических реакций является продолжительность динамического воздей-

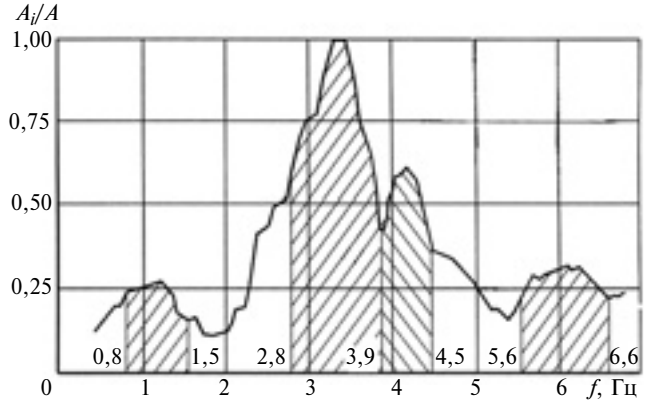


Рис. 1. Спектр поперечных колебаний четырехэтажного каркасного здания от единичного толчка при землетрясении

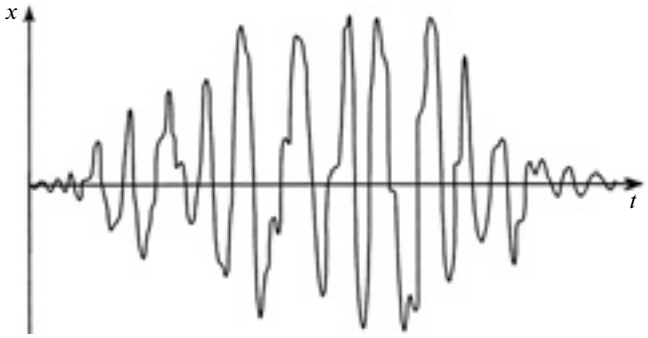


Рис. 2. Амплитудная модуляция колебаний грунта при землетрясении

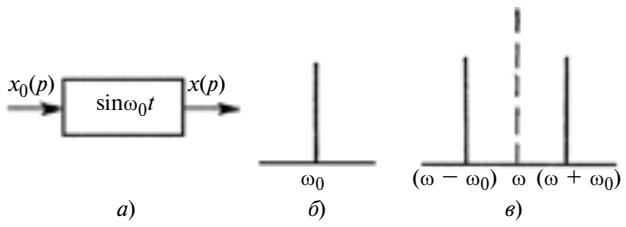


Рис. 3. Структура канала амплитудной модуляции (*а*) и спектры колебаний на входе (*б*) и выходе (*в*)

ствия. Кратковременная нагрузка в течение 4÷5 с даже при 10-балльном толчке, как правило, неопасна, так как резонансные явления не успевают развиться, а малоамплитудное землетрясение, длящееся несколько десятков секунд, приводит к серьезным разрушениям [4].

Учет этих факторов лежит в основе метода временно́й развертки частоты колебаний с предварительным сканированием и последующими испытаниями на резонансных частотах. Так как спектр колебаний реализуется последовательно, то условия испытаний неадекватны реальным сейсмическим воздействиям: резонансы элементов и узлов конструкции возникают не одновременно.

Если из спектра случайных колебаний грунта выделить амплитуды, осреднив их по третьоктавным диапазонам, то его можно представить имитирующим линейчатым спектром, близким по соотношению гармоник к спектру амплитудно-модулированных колебаний (АМК). Этот результат неслучаен, так как реальные колебания грунта во время землетрясения являются естественным модуляционным процессом [1] (рис. 2).

Таким образом, при испытаниях наиболее адекватными колебательными процессами, имитирующими сейсмические колебания, являются амплитудная и амплитудно-частотная модуляции. Огибающие АМК можно задавать разными функциями, что позволяет реализовать различные по гармоническому составу колебания.

Амплитудная модуляция гармонических колебаний заключается в деформации амплитуды огибающей [5] и может быть проиллюстрирована структурной схемой канала амплитудной модуляции (рис. 3, *а*).

Входной сигнал — модулирующая функция, задан в операторной форме $x_0(p)$ и после прохождения через блок переменного коэффициента $\sin\omega t$ (где ω — несущая частота АМК) будет иметь вид:

$$x(p) = \frac{1}{2}[x_0(p + j\omega) + x_0(p - j\omega)].$$

Спектральный состав колебаний на выходе становится очевидным при подстановке $p = j\omega_0$:

$$x(j\omega) = \frac{1}{2}[x_0(\omega_0 + \omega)j + x_0(\omega_0 - \omega j].$$

Следовательно, спектр АМК равен полусумме спектров модулирующей функции, смещенной на частоту изменения переменного коэффициента $\sin\omega_0 t$, т. е. на частоту несущих колебаний.

Если модулирующая функция содержит только одну гармонику:

$$x_0(t) = \sin\omega_0 t,$$

то АМК состоят из двух гармоник (рис. 3, *в*):

$$x(t) = \frac{1}{2}[\sin(\omega + \omega_0)t - \sin(\omega - \omega_0)t].$$

На рис. 3, *б* показан линейчатый спектр модулирующей функции, когда амплитуда изменяется с частотой ω_0 по гармоническому закону; на рис. 3, *в* — спектр АМК, содержащий только боковые частоты $\omega \pm \omega_0$ (несущая частота ω показана условно). Очевидно, что несущая гармоника раздваивает (штриховая линия) спектр модулирующей функции, набор гармоник которой может быть совершенно произвольным. Поэтому в вибрационных испытательных машинах возможна реализация спектрально-насыщенных колебаний посредством амплитудной модуляции.

Рассмотрим частотный состав АМК, график которых показан на рис. 4 (T и T_0 — периоды несущей и модулирующей функций соответственно). При изменении амплитуды модулирующей функции по линейному закону:

$$x = \kappa t \text{ при } 0 < t < 2\pi/\omega_0,$$

где κ — скорость нарастания амплитуды, частотный спектр АМК будет иметь вид, показанный на рис. 5.

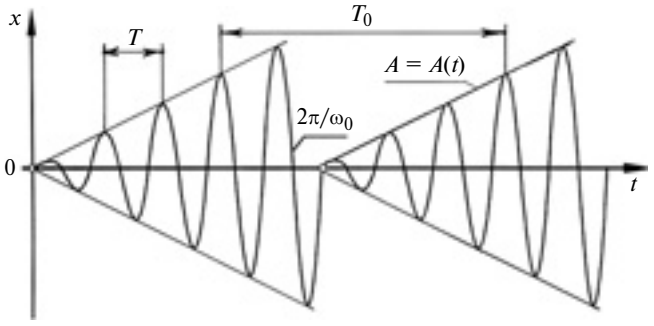


Рис. 4. Амплитудная модуляция при линейном изменении амплитуды

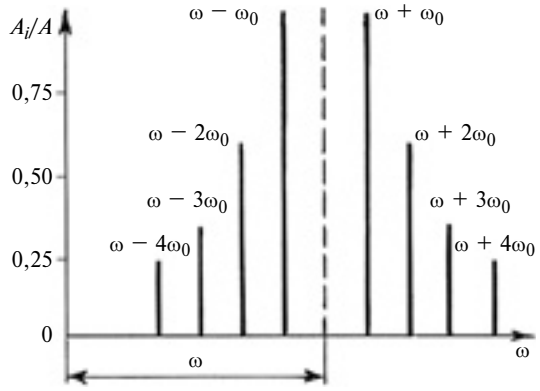


Рис. 5. Спектр АМК при линейной модулирующей функции

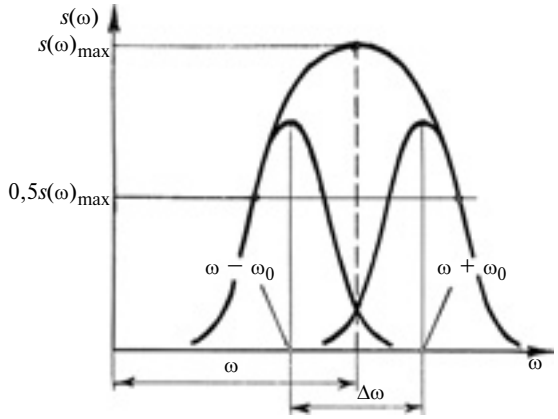


Рис. 6. Спектр АМК с качающейся несущей частотой

Полученный спектр уже насыщен гармониками, уровень которых по мере убывания изменяется незначительно. Диапазон частот, охватываемых спектром, от $\omega - 4\omega_0$ до $\omega + 4\omega_0$ при несущей частоте 8 Гц (50,24 рад/с) и отношении $\omega_0/\omega = 5$ составляет почти декаду (изменение в 10 раз). Если при этом задать качающее движение (флуктуацию) несущей частоте ω, то можно реализовать узкополосный сплошной спектр в требующемся в соответствии с режимом испытаний частотном диапазоне. Такой процесс можно рассматривать как тождественный амплитудно-частотной модуляции колебаний [6].

На рис. 6 показан спектр АМК с флуктуирующей несущей частотой для простейшего случая, соответствующего линейчатому спектру (см. рис. 3, *в*) в координатах $s(\omega)$—ω, где $s(\omega)$ — спектральная плотность процесса. Он состоит из двух боковых полос, повторяющих спектр АМ-процесса и расположенных симметрично, относительно несущей частоты ω. Обычное строение спектра АМК сохраняется, только теперь он непрерывен на всем частотном диапазоне и характеризуется шириной Δω, соответствующей интегральной плотности $0{,}5s(\omega)_{max}$. Такой спектр можно рассматривать как сканирующий узкополосный спектр [6].

Метод амплитудно-частотной модуляции основной несущей гармоники является оптимальным для испытаний крупномасштабных макетов и фрагментов зданий и сооружений на сейсмостойкость, так как дает результаты, наиболее адекватные реальным сейсмическим воздействиям.

Для реализации этого метода гидросистема испытательной платформы (рис. 7) снабжена гидромашиной *1* с фазово-объемным регулированием и режимом амплитудно-частотной модуляции, которая создает знакопеременные потоки жидкости в трубопроводах *2* и *3* с угловой скоростью $\omega_ф$, задаваемой фазовым регулятором, а гидроцилиндр *4* возбуждает колебания *x* платформы *5* с частотой $f_ф = \omega_ф/2\pi$. Гидросистема работает с начальным давлением p_0, поддерживаемым подпиточным насосом *6* совместно с гидроаккумулятором *7* и дросселями *8*. Клапан *9* обеспечивает постоянство давления p_0, а клапаны *10* — защиту гидросистемы от перегрузок.

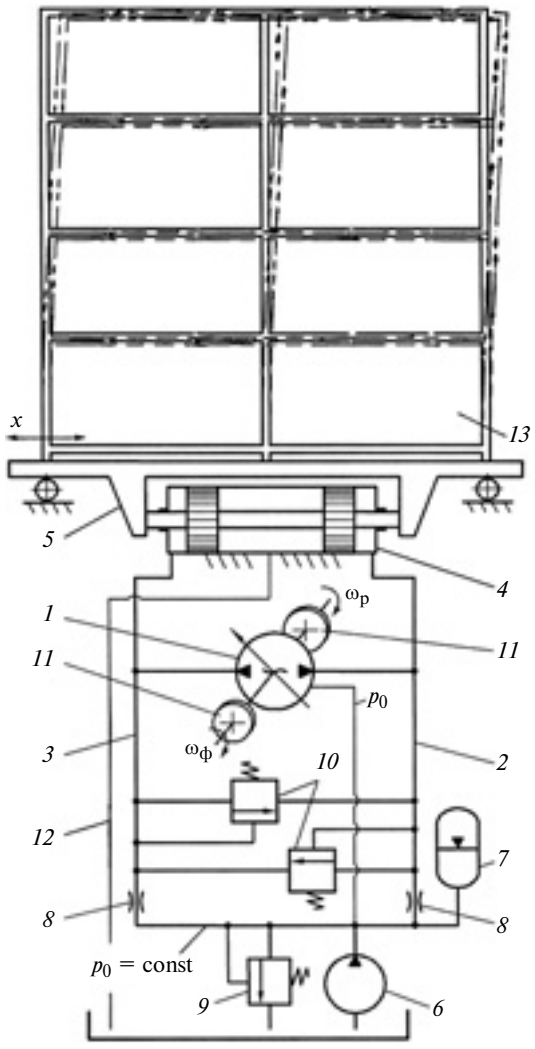


Рис. 7. Гидравлическая схема сейсмоиспытательной платформы: *1* — радиально-поршневая гидромашина; *2* и *3* — трубопроводы; *4* — гидроцилиндр; *5* — платформа; *6* — насос подпитки; *7* — гидроаккумулятор; *8* — дроссели; *9* — клапан давления; *10* — переливные клапаны; *11* — маховики; *12* — дренажная линия; *13* — испытуемый объект

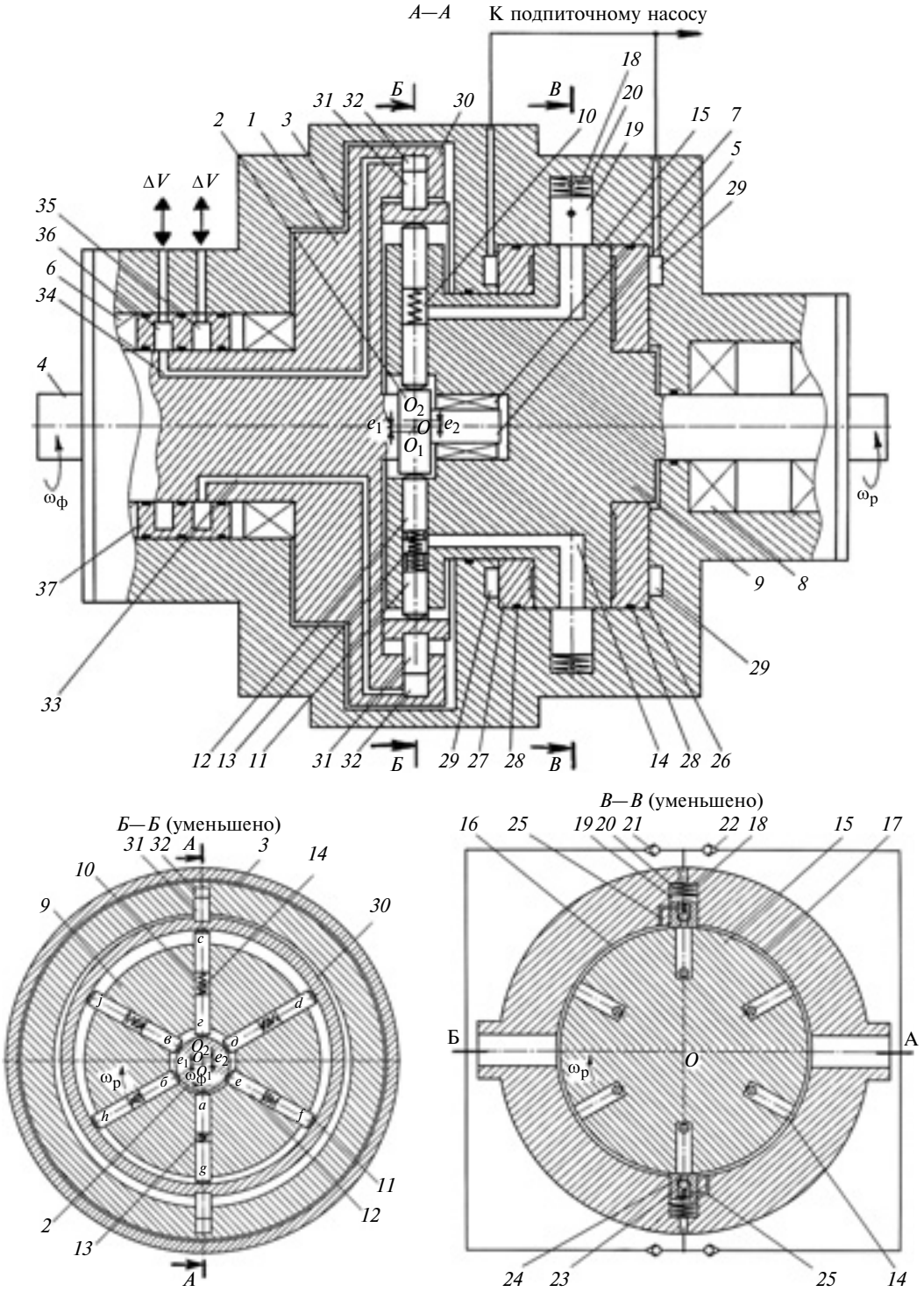


Рис. 8. Радиально-поршневая гидромашина с фазово-объемным регулированием подачи

Ротор гидромашины вращается в одном направлении с регулятором с постоянной угловой скоростью $\omega_р$, но в управлении колебательным процессом не участвует. Маховики *11* сглаживают пульсацию их крутящих моментов.

На рис. 8 показана радиально-поршневая гидромашина, содержащая фазово-объемный регулятор *1* с эксцентриком *2*, внешним диском *3*, приводным валом *4* и консолью *5*, установленный в подшипниках *6* и *7*. В подшипниках *7* и *8* соосно с регулятором установлен ротор *9* с радиальными цилиндрами *10* и попарно установленными в них поршнями *11* и *12* и пружинами *13*. В роторе выполнены каналы *14*, выведенные из межпоршневых пространств каждой пары поршней в распределительный диск *15*, а в корпусе — полукольцевые каналы *16* и *17* (см. разрез *В—В*) шириной, меньшей ширины распределительного диска.

В проточках *18* установлены прижимные перемычки *19* с пружинами *20*, а полости над ними сообщены через клапаны *21* и *22* с гидролиниями А и Б. Этим достигается плотный контакт перемычек с распределительным диском и высокая герметичность каналов *16* и *17*.

В перемычках размещены перепускные клапаны *23* с пружинами, соединенные через отверстия *24* и каналы *14* ротора с межпоршневыми пространствами парных поршней *11* и *12*, когда радиальные отверстия каналов *14* находятся под перемычками. Надклапанные полости через отверстия *25* сообщены с полукольцевыми каналами *16* и *17*.

С обеих сторон распределительного диска *15* установлены неподвижные уплотнительные диски *26* и *27* с уплотнениями *28* (см. разрез *А—А*). Кольцевые проточки *29* в корпусе гидромашины соединены с подпиточным насосом *6* (см. рис. 7), что обеспечивает прижатие дисков *26* и *27* (см. рис. 8) к торцам ротора и высокую герметичность каналов *16* и *17*.

В рассматриваемой гидромашине система распределения благодаря плавающему положению перемычек и торцевых дисков обеспечивает отсутствие зазоров, высокую герметичность и минимальные потери рабочей жидкости.

Поршни *12* сопряжены с эксцентриком *2* регулятора, а поршни *11* — с поверхностью статорного кольца *30* (см. разрез *Б—Б*). В последнем закреплены поршни *31*, входящие в полости цилиндров *32*, выполненные во внешнем диске *3* фазово-объемного регулятора и сообщенные каналами *33* и *34* с кольцевыми проточками *35* и *36* коллектора *37* (см. разрез *А—А*).

Максимальный рабочий объем гидромашины обеспечивается при положении эксцентрика и статорного кольца *30*, когда эксцентриситет e_1 эксцентрика *2* (ось эксцентрика — O_1) и эксцентриситет e_2 статорного кольца *30* (ось кольца — O_2) развернуты относительно общей оси *O* на 180°.

При неподвижном фазово-объемном регуляторе (фазовый угол $\varphi = 0$) и вращении ротора по часовой стрелке поршни *12* под действием пружин *13*, находясь в скользящем контакте с эксцентриком и переходя из положения *а* через положения *б* и *в* в положение *г* (см. разрез *Б—Б*), засасывают жидкость через каналы *14* из полукольцевого канала *16* и гидролинии Б (см. разрез *В—В*). Остальные поршни *12*, сообщенные каналами *14* с полукольцевым каналом *17*, при переходе из положения *г* через положения *д* и *е* в положение *а* вытесняют жидкость в гидролинию А. Одновременно поршни *11* под действием пружин *13*, переходя из положения *g* через положения *h* и *j* в положение *с*, засасывают жидкость через каналы *14* из полукольцевого канала *16* и гидролинии Б. Остальные поршни *11*, сообщенные каналами *14* с полукольцевым каналом *17* при переходе из положения *с* через положения *d* и *f* в положение *g* вытесняют жидкость в гидролинию А. Таким образом, все поршни, попеременно работая на всасывание и нагнетание, создают постоянную подачу жидкости в гидролинию А, забирая ее из гидролинии Б.

При подаче объема ΔV жидкости в проточку *36* (см. разрез *А—А*) и заборе равного объема из проточки *35* коллектора *37* поршни *31*, расположенные в цилиндрах *32* внешнего диска *3*, смещают статорное кольцо *30* к оси *O* и уменьшают эксцентриситет e_2 до нуля (оси *O* и O_2 совмещаются). При этом поршни *11* выводятся из работы, а подача гидромашины определяется только работой поршней *12*:

$$Q = 2e_1 z_1 s_\text{п} f_\text{р} = \frac{e_1 z_1 s_\text{п} \omega_\text{р}}{\pi},$$

где z_1 — число поршней *12* в роторе; $s_\text{п}$ — площади поршней *11* и *12*, м^2; $f_\text{р}$ — частота вращения ротора, с; $\omega_\text{р}$ — угловая скорость ротора, рад/с.

При дальнейшем смещении статорного кольца эксцентриситет e_2 становится отрицательным, движение поршней *12* и *11* — синфазным, а при $e_2 = e_1$ подача прекращается, так как поршни *12* засасывают столько жидкости, сколько поршни *11* нагнетают, и наоборот.

Объемное регулирование подачи управлением объемом ΔV при невращающемся регуляторе *1*, когда гидромашина работает в режиме насоса, позволяет изменять подачу жидкости в трубопроводы *2* и *3* (см. рис. 7) от максимальной

$$Q_\text{max} = (2e_1 z_1 + 2e_2 z_2) s_\text{п} f_\text{р} = \frac{(e_1 z_1 + e_2 z_2) s_\text{п} \omega_\text{р}}{\pi}$$

до нулевой:

$$Q_0 = (2e_1 z_1 - 2e_2 z_2) s_\text{п} f_\text{р} = \frac{(e_1 z_1 - e_2 z_2) s_\text{п} \omega_\text{р}}{\pi}.$$

В нулевом фазовом положении регулятора ($\varphi = 0$) (см. рис. 8, разрез *Б—Б*) при прохождении радиальных отверстий каналов *14* под перемычками *19*, когда поршни *11* и *12* завершают вытеснение жидкости, в момент отсечки радиальных отверстий каналов *14* от полукольцевого канала *17* в межпоршневом пространстве парных поршней *11* и *12* кратковременно возникнет закупоренный объем жидкости. Если компрессия жидкости превысит рабочее давление в гидросистеме, клапан 23 (см. разрез *В—В*) перепустит жидкость в канал *17* через отверстие *25*.

В первом фазовом положении регулятора ($\varphi = \pi/2$) поршни *11* и *12*, сообщенные с каналом *17*, всасывают и нагнетают в него равные объемы жидкости, так же как и поршни, сообщенные с каналом *16*. Такое положение регулятора соответствует реверсированию подачи. При переводе регулятора во второе фазовое положение ($\varphi = \pi$) подача снова становится максимальной, но жидкость вы-

тесняется в канал *16* и гидролинию А, а всасывается из канала *17* и гидролинии Б. Третье фазовое положение ($\varphi = 3\pi/2$) соответствует первому — реверсирование, подача отсутствует.

В первом фазовом положении регулятора при прохождении радиальных отверстий каналов *14* под перемычками *19*, когда поршни *11* и *12* движутся с максимальной скоростью и вытесняют жидкость с максимальной подачей, в момент отсечки радиальных отверстий каналов *14* от полукольцевого канала *17* в межпоршневом пространстве парных поршней *11* и *12* возникнет гораздо бóльший закупоренный объем жидкости. Однако если компрессия жидкости превысит рабочее давление в гидросистеме, клапан *23* перепустит жидкость в канал *17*.

Более подробно процессы коммутации данной распределительной системы описаны для радиально-поршневого насоса с фазовым регулированием в работе [7].

При вращении регулятора с постоянной угловой скоростью $\omega_ф$ его фазовое положение изменяется непрерывно ($\varphi = \omega_ф t$), а реверсирование подачи происходит на каждом обороте. Работа гидромашины переходит в режим роторного пульсатора [3, 7], т. е. в гидролиниях А и Б создается циклическое знакопеременное движение жидкости, возбуждающее с помощью гидроцилиндра *4* (см. рис. 7) колебания *x* платформы *5*.

Подача жидкости в трубопроводы *2* и *3* зависит от угловой скорости вращения фазового регулятора:

$$Q = \frac{(e_1 z_1 + e_2 z_2) s_п}{\pi} (\omega_р - \omega_ф)\cos\omega_ф t. \qquad (1)$$

Виброскорость и колебания испытательной платформы описываются выражениями:

$$v = \frac{(e_1 z_1 + e_2 z_2) s_п}{\pi F} (\omega_р - \omega_ф)\cos\omega_ф t; \qquad (2)$$

$$x = \frac{(e_1 z_1 + e_2 z_2) s_п}{\pi F} \left(\frac{\omega_р}{\omega_ф} - 1\right) \sin\omega_ф t. \qquad (3)$$

Из выражений (1), (2) и (3) следует, что радиально-поршневая гидромашина, включенная в гидросистему испытательной платформы по схеме, показанной на рис. 7, обеспечивает два режима сейсмоиспытаний:

режим с АМК при фиксированной частоте возбуждения $f_ф = \omega_ф/(2\pi) = \text{const}$;

режим амплитудно-частотной модуляции колебаний платформы при флуктуирующей частоте возбуждения $f_ф$.

В первом случае алгоритм управления амплитудой задается законом изменения объема ΔV жидкости, подаваемого через коллектор в полости цилиндров *32* (см. рис. 8) фазово-объемного регулятора:

$$A = \frac{(e_1 z_1 + e_2 z_2) s_п}{\pi F} \left(\frac{\omega_р}{\omega_ф} - 1\right) = f(\Delta V). \qquad (4)$$

В зависимости от закона модулирующей функции реализуется насыщенный гармониками узкополосный линейчатый спектр с диапазоном частот в одну-две декады (см. рис. 5), что позволяет охватить резонансные частоты строительных объектов от 0,5 до 15 Гц, возникающие при землетрясениях [2]. Глубина модуляции определяется интервалом изменения эксцентриситета e_2: при $e_2 = +e_{2\max}$ — амплитуда максимальна; при $e_2 = -e_{2\max} = e_1$ — амплитуда равна нулю.

Во втором случае алгоритм управления сложнее, так как необходимо учитывать влияние флуктуирующей частоты возбуждения $\omega_ф = f(t)$. Этот способ, реализующий сплошной узкополосный спектр, подобный показанному на рис. 6, позволяет смещением несущей частоты расширить охват собственных частот испытуемого объекта и смоделировать все возможные резонансы и деформации элементов и узлов конструкции.

Амплитудная модуляция с флуктуирующей несущей частотой требует более сложной системы управления приводом испытательной платформы, но она наиболее адекватно имитирует сейсмические колебания.

Дальнейшим развитием концепции объемных гидромашин для возбуждения испытательных динамических систем является разработка гидрообъемного генератора случайных колебаний, способного возбуждать узкополосную вибрацию с высоким уровнем спектральной плотности виброускорений [8]. Такие гидроагрегаты можно использовать не только для сейсмических испытаний, но и при испытаниях различных приборов на вибропрочность и виброустойчивость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жунусов Т. Ж.** Колебания зданий при взрывах и землетрясениях. Алма-Ата: Казахстан, 1972. 200 с.

2. **Шапиро Г. А.** Вибрационные испытания зданий / Под. ред. Г. А. Шапиро. М.: Стройиздат, 1972. 160 с.

3. **Испытательная** техника: Справочник. / Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. Кн. 2. 560 с.

4. **Вознесенский Е. А.** Динамические свойства грунтов и их учет при анализе вибраций фундаментов разного типа // Геоэкология. 1993. № 5. С. 37—65.

5. **Теория** автоматического управления: Учеб. пособие для вузов. Под. ред. А. С. Шаталова. М.: Высшая школа, 1977. 448 с.

6. **Техническая** кибернетика. Теория автоматического регулирования / Под. ред. В. В. Солодовникова. М.: Машиностроение, 1967. Кн. 2. 682 с.

7. **Нижегородов А. И.** Радиально-поршневой насос с фазовым регулированием и знакопеременной подачей // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 20—23.

8. **Приборы** и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник / Под. ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 2. 439 с.

УДК 621.833

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. В. ФОМИН, канд. техн. наук,
М. М. ЕРМОЛАЕВ, А. В. ЧИРКИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Профили зубьев зубчатых колес*

Приведены параметрические уравнения и выполнены геометрические построения профилей зубьев эвольвентных и циклоидальных зубчатых колес, используемые при проектировании передач в твердотельных системах автоматизированного проектирования.

Ключевые слова: эвольвентное и циклоидальное зубчатые колеса, профиль зуба.

The parametric equations are presented and geometrical construction of teeth profiles of involute and cycloid gear wheels are performed, used at gear design in solid computer-aided design systems.

Keywords: involute and cycloid gears; tooth profile.

Для передачи вращения между двумя валами с параллельными осями, как правило, используют цилиндрические зубчатые передачи. Для равномерной работы зубчатой передачи коэффициент перекрытия — среднее число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, должен быть больше единицы. Коэффициент перекрытия складывается из коэффициента ε_α торцевого перекрытия и коэффициента ε_β осевого перекрытия. Коэффициент осевого перекрытия зависит от угла наклона зубьев и для прямозубой передачи равен нулю. Таким образом, прямозубыми могут быть только передачи с $\varepsilon_\alpha > 1$.

В машиностроении, как правило, применяют передачи с эвольвентными зубьями, циклоидальными зубьями и передачи Новикова.

Профиль зуба колеса с эвольвентными зубьями образован эвольвентой окружности. Такие зубчатые колеса могут входить в зацепление друг с другом или с прямозубыми рейками. Коэффициент торцевого перекрытия в эвольвентном зацеплении $\varepsilon_\alpha > 1$. Поэтому колеса с эвольвентными зубьями изготовляют как косозубыми, так и прямозубыми. Начальный контакт (контакт зубьев при отсутствии упругих деформаций) в эвольвентном зацеплении происходит по линии.

Профиль зуба колеса с циклоидальными зубьями образуется эквидистантой к эпи- или гипоциклоиде. Такие зубчатые колеса могут входить в зацепление или друг с другом, или с круглыми роликами-цевками (цевочное зацепление). В зацеплении циклоидального колеса с одной цевкой коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 0{,}5$. Поэтому такие передачи делают многоцевочными, располагая цевки в обойме, которая выполняет функции сопряженного зубчатого колеса. В таком случае суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 0{,}5z_2$, где z_2 — число цевок. Иногда для увеличения коэффициента перекрытия циклоидальные передачи выполняют косозубыми. Начальный контакт в циклоидальном зацеплении происходит по линии.

Профили зубьев колес передачи Новикова могут быть образованы различными кривыми (чаще всего дугами окружностей с близкими радиусами кривизны), причем профили зубьев сопряженных зубчатых колес различны. В передаче Новикова коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 0$, т. е. в торцевой плоскости обкатка не происходит. Поэтому такие передачи изготовляют только косозубыми. Начальный контакт в передаче Новикова происходит в точке.

Рассмотрим подробнее кривые, образующие профили зубьев эвольвентных и циклоидальных колес.

Эвольвента — траектория любой точки прямой линии, обкатываемой без скольжения по неподвижной окружности (рис. 1, *а*, точка *M*) (индексы "1" и "2" в обозначениях точек на рисунках соответствуют повороту обкатывающегося объекта относительно начального положения на 60 и 120°).

Точка *M*, связанная с прямой, обкатываемой по окружности (но не лежащая на ней), описывает укороченную (рис. 1, *б*) или удлиненную (рис. 1, *в*) эвольвенту в зависимости от расположения точки относительно окружности [1]. Если начальное положение точки *M* совпадает с центром окружности, то она описывает архимедову спираль (рис. 2).

Отношение расстояния от точки *M* до центра *O* обкатываемой окружности к радиусу *R* этой окружности (см. рис. 1) обозначим как коэффициент λ уко-

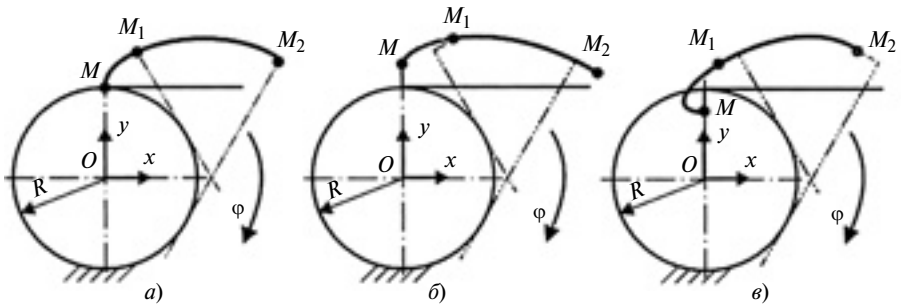


Рис. 1. Построение эвольвент:
а) $\lambda = 1$; *б*) $\lambda = 1{,}143$ (укороченная); *в*) $\lambda = 0{,}857$ (удлиненная)

* Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки по проекту 1403.

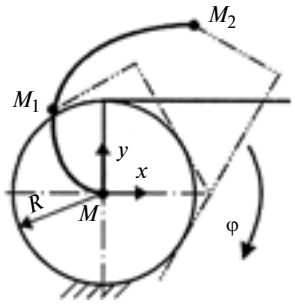


Рис. 2. Построение спирали Архимеда ($\lambda = 0$)

рочения эвольвенты. Тогда система параметрических уравнений эвольвенты будет иметь вид:

$$\begin{cases} x_M = R\lambda\sin\tau - R\tau\cos\tau; \\ y_M = R\lambda\cos\tau + R\tau\sin\tau, \end{cases} \quad (1)$$

где τ — угол поворота прямой, обкатывающейся по окружности, с начальным положением точки касания в верхней точке окружности.

Циклоида (трохоида) — траектория точки C, лежащей (рис. 3, *а*) на окружности или связанной (рис. 3, *б*, *в*) с окружностью радиусом r с центром в точке O, катящейся без скольжения по прямой [2]. Введем обозначение $e = OC$. Если точка C находится внутри катящейся окружности ($e < r$), то циклоида укороченная (см. рис. 3, *б*); если точка C находится вне катящейся окружности ($e > r$), то циклоида удлиненная (см. рис. 3, *в*). Для оценки укорочения (удлинения) введем коэффициент $\lambda = e/r$.

Расположив начало координат в точке O, приняв за начальное нижнее положение точки C и обозначив угол поворота окружности радиусом r относительно оси вращения через φ, составим систему параметрических уравнений положения точки C в системе координат x, y:

$$\begin{cases} x_C = r\varphi - e\sin\varphi = r(\varphi - \lambda\sin\varphi); \\ y_C = -e\cos\varphi = -r\lambda\cos\varphi. \end{cases}$$

Эпициклоида (эпитрохоида или перициклоида) — траектория точки E, лежащей (рис. 4, *а*) на окружности или связанной

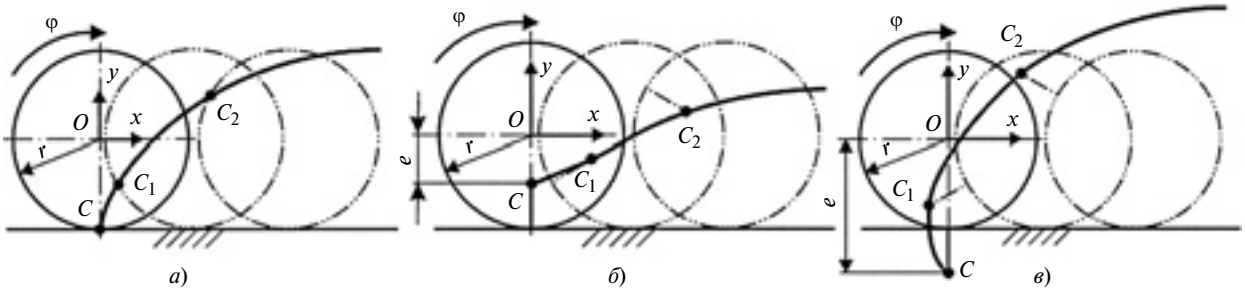


Рис. 3. Построение циклоид:
а) $\lambda = 1$; *б*) $\lambda = 0{,}857$ (укороченная); *в*) $\lambda = 1{,}143$ (удлиненная)

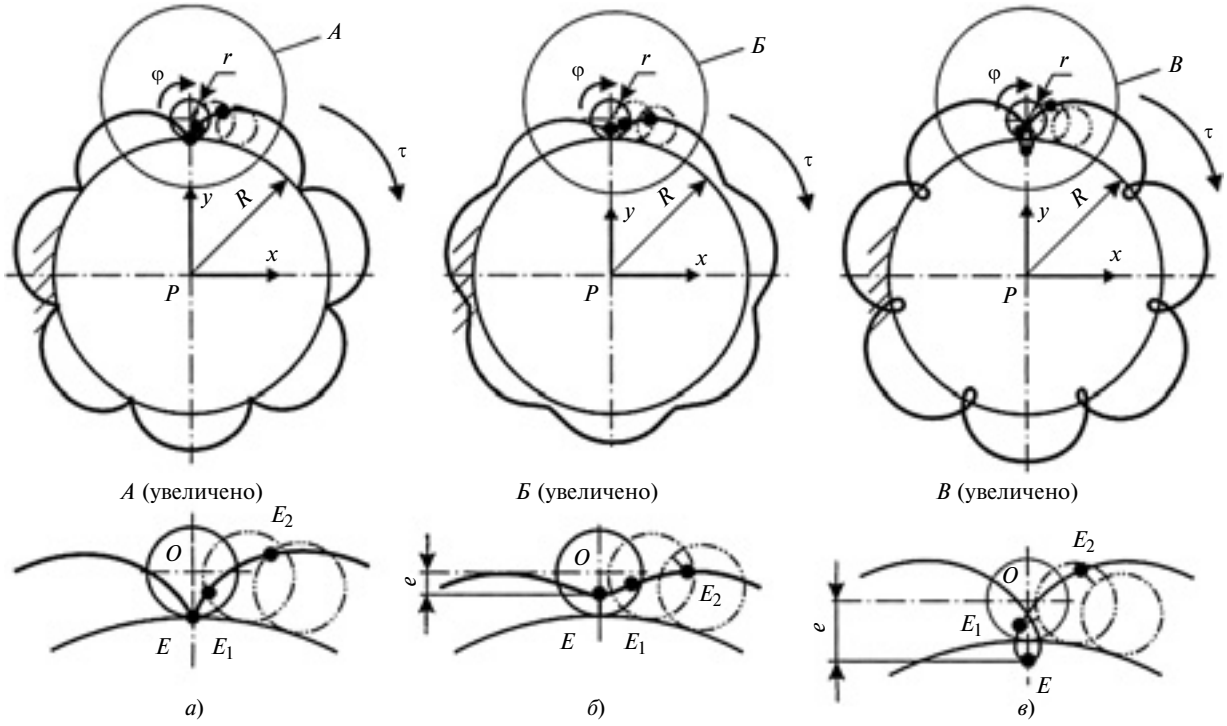


Рис. 4. Построение эпициклоид ($z = 7$):
а) $\lambda = 1$; *б*) $\lambda = 0{,}5$ (укороченная); *в*) $\lambda = 1{,}5$ (удлиненная)

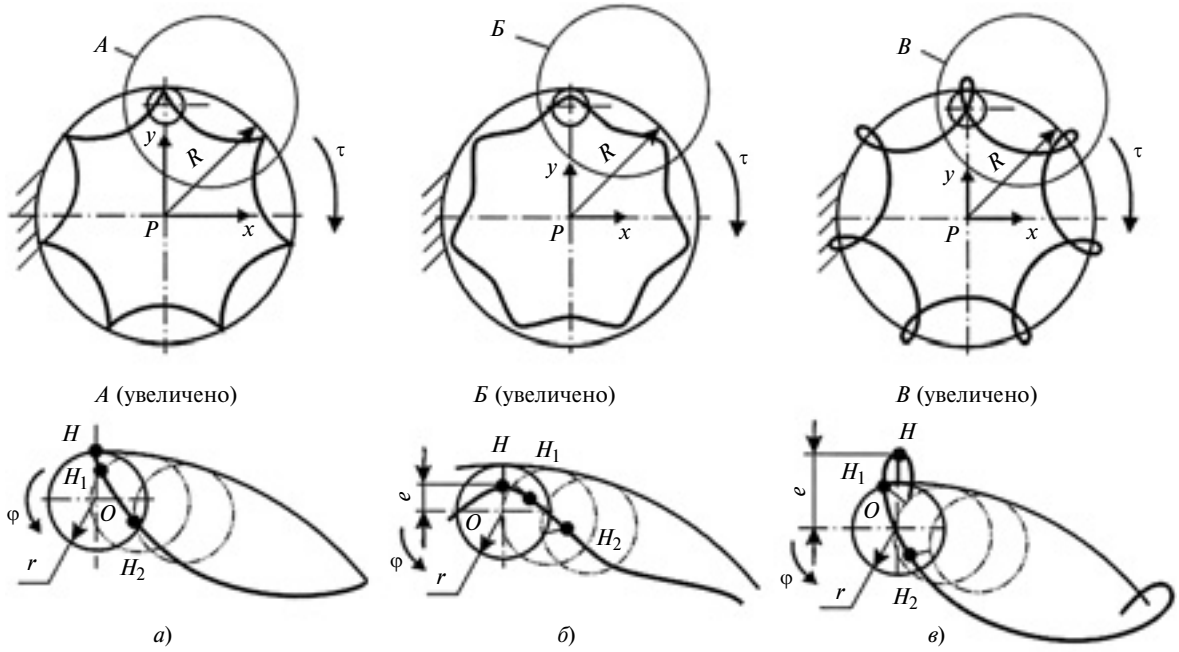


Рис. 5. Построение гипоциклоид ($z = 7$):
а) $\lambda = 1$; *б*) $\lambda = 0{,}5$ (укороченная); *в*) $\lambda = 1{,}5$ (удлиненная)

(рис. 4, *б*, *в*) с окружностью радиусом r с центром в точке O, катящейся снаружи без скольжения по окружности радиусом R с центром в точке P [3, 4]. Введем обозначения: $e = OE$; $\lambda = e/r$ — коэффициент укорочения эпициклоиды; $z = R/r$ — число ее зубьев.

Расположив начало координат в точке P, приняв за начальное нижнее положение точки E на окружности радиусом r и обозначив угол ее поворота через φ (принимаем, что окружность обкатывается по окружности радиусом R по часовой стрелке), повернем центр обкатывающейся окружности на угол τ. Составим систему параметрических уравнений положения точки E в системе координат x, y [5]:

$$\begin{cases} x_E = (R+r)\sin\tau - e\sin(\varphi+\tau) = \\ \quad = \dfrac{e(z+1)}{\lambda}\sin\tau - e\sin[(z+1)\tau]; \\ y_E = (R+r)\cos\tau - e\cos(\varphi+\tau) = \\ \quad = \dfrac{e(z+1)}{\lambda}\cos\tau - e\cos[(z+1)\tau]. \end{cases}$$

Гипоциклоида (гипотрохоида) — траектория точки H, лежащей (рис. 5, *а*) на окружности или связанной (рис. 5, *б*, *в*) с окружностью радиусом r с центром в точке O, катящейся внутри без скольжения по окружности радиусом R с центром в точке P. По аналогии с эпициклоидой введем обозначения: $e = OH$; $\lambda = e/r$ — коэффициент укорочения гипоциклоиды; $z = R/r$ — число ее зубьев.

Расположив начало координат в точке P, приняв за начальное верхнее положение окружности радиусом r и верхнее положение точки H на этой окружности, обозначив угол поворота этой окружности через φ (принимаем, что окружность обкатывается по окружности радиусом R по часовой стрелке), повернем центр обкатывающейся окружности на угол τ. Составим систему параметрических уравнений положения точки H в системе координат x, y [5]:

$$\begin{cases} x_H = (R-r)\sin\tau - e\sin(\varphi-\tau) = \\ \quad = \dfrac{e(z-1)}{\lambda}\sin\tau - e\sin[(z-1)\tau]; \\ y_H = (R-r)\cos\tau - e\cos(\varphi-\tau) = \\ \quad = \dfrac{e(z-1)}{\lambda}\cos\tau + e\cos[(z-1)\tau]. \end{cases} \quad (2)$$

Эпициклоида редко встречается в профилях деталей машин. Для профиля зубьев колес зубчатых передач используют кривую, эквидистантную к эпициклоиде. Чтобы построить эквидистанту к кривой, необходимо каждую точку кривой сдвинуть в направлении нормали на определенное расстояние. В цевочном зацеплении это расстояние равно $0{,}5d_{\text{ц}}$, где $d_{\text{ц}}$ — диаметр цевки.

Продифференцировав уравнения (2) эпициклоиды по параметру τ, после ряда преобразований получим [5] систему параметрических уравнений эквидистанты к эпициклоиде:

$$\begin{cases} x = \dfrac{e(z+1)}{\lambda}\sin\tau - e\sin[(z+1)\tau] - \\ \quad - \dfrac{d_{\text{ц}}}{2}\dfrac{\lambda\sin[(z+1)\tau] - \sin\tau}{\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos(z\tau)}}; \\ y = \dfrac{e(z+1)}{\lambda}\cos\tau - e\cos[(z+1)\tau] - \\ \quad - \dfrac{d_{\text{ц}}}{2}\dfrac{\lambda\cos[(z+1)\tau] + \cos\tau}{\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos(z\tau)}}. \end{cases} \quad (3)$$

Гипоциклоида редко встречается в профилях деталей машин. Для профиля зубьев зубча-

тых колес данной кривой используют кривую, эквидистантную к гипоциклоиде. Параметрические уравнения данной кривой [5]:

$$\begin{cases} x = \dfrac{e(z-1)}{\lambda}\sin\tau - e\sin[(z-1)\tau] + \\ + \dfrac{d_{\text{ц}}}{2}\dfrac{\lambda\sin[(z-1)\tau] - \sin\tau}{\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos(z\tau)}}; \\ y = \dfrac{e(z-1)}{\lambda}\cos\tau + e\cos[(z-1)\tau] + \\ + \dfrac{d_{\text{ц}}}{2}\dfrac{\lambda\cos[(z-1)\tau] - \cos\tau}{\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos(z\tau)}}. \end{cases} \quad (4)$$

Параметры e, z, $d_{\text{ц}}$, λ, входящие в уравнения (3) и (4), определяют профиль циклоидального колеса, их указывают на рабочих чертежах.

При проектировании передач в твердотельных системах автоматизированного проектирования (CAD-системах) целесообразно задавать точные уравнения кривых. Это позволяет использовать данные из CAD-системы в системе автоматизированной подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ (CAM-системы) и системе инженерного анализа (CAE-системы). Большинство современных параметрических CAD-систем (NX, Catia, ProE, SolidWorks, Inventor, APM WinMachine и др.) позволяют задавать параметрические уравнения (1) для эвольвентных колес и уравнения (3), (4) для циклоидальных колес.

В отличие от циклоидальных колес, весь рабочий профиль зубьев которых задается одной кривой, соответствующей уравнениям (3) или (4), рабочий профиль зубьев эвольвентного колеса состоит из эвольвенты (1), окружности вершин, окружности впадин, дуги окружности у корня зуба.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гавриленко В. А.** Зубчатые передачи в машиностроении. М.: Машгиз, 1962. 532 с.

2. **Литвин Ф. Л.** Проектирование механизмов и деталей приборов. Л.: Машиностроение, 1973. 696 с.

3. **Фомин М. В.** Планетарно-цевочные передачи: Учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 64 с.

4. **Кинематический** анализ планетарно-цевочных механизмов / А. С. Иванов, М. В. Фомин, М. М. Ермолаев и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 8. С. 22—25.

5. **Чиркин А. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М.** Планетарно-цевочные передачи на основе эпициклоидального и гипоциклоидального зацеплений // Современное машиностроение: наука и образование. Материалы 4-й междунар. науч.-практич. конф. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2014. С. 462—471.

УДК 629.113:621.33

А. С. ТЕРЕНЧЕНКО, К. Е. КАРПУХИН, А. А. ШОРИН, кандидаты технических наук, С. Ф. СКЛЯРИНСКИЙ (ФГУП НАМИ), e-mail: k.karpukhin@nami.ru

Оптимизация потерь в тяговом асинхронном двигателе в составе комбинированной энергоустановки[1]

Рассматривается оптимизация потерь в асинхронном двигателе в составе комбинированной энергоустановки. Исследованы различные типы электрических приводов.

Ключевые слова: транспортное средство, комбинированная энергоустановка, тяговый электродвигатель, энергопотребление, энергоэффективность.

The optimization of losses in asynchronous motor as a part of combined power plant is considered. Various types of electric drives are investigated.

Keywords: transport vehicle; combined power plant; traction electric motor; energy consumption; energy efficiency.

Сегодня большинство развитых стран связывают решение проблемы экологической безопасности и энергосбережения с нормированием выбросов CO_2, а в автомобильной промышленности с созданием транспортных средств, работающих на альтернативных видах энергии (автомобили с комбинированной энергоустановкой, электромобили, другие транспортные средства на топливных элементах и пр.). Транспортные средства с комбинированной энергоустановкой (КЭУ) позволяют снизить загрязнение окружающей среды и расход топлива. Экономия топлива достигается в основном тем, что двигатель внутреннего сгорания (ДВС) работает на режимах, обеспечивающих оптимальный расход топлива, минимальные выбросы отработавших газов и содержание в них токсичных веществ, а на других режимах работает электродвигатель [1].

В комбинированных энергоустановках, как правило, используется электропривод на базе асинхронного двигателя [2, 3], в котором работа с лимитом мощности обеспечивается ограничением напряжения питания путем соответствующего ослабления электромагнитного поля. В электропри-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России, Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0031.

воде на базе синхронной электрической машины, использующем электрические машины с постоянными магнитами, поле статора не регулируется, что увеличивает потери или приводит к необходимости завышения напряжения буферного накопителя при частотах вращения больше номинальных [4]. Для приводов легких транспортных средств это приемлемо, а для средних и тяжелых транспортных средств приводит к существенному удорожанию системы.

Для функционирования системы тягового привода используют систему управления, частотную или векторную [5], которая реализует оптимальный по потерям режим работы двигателей во всех диапазонах частот вращения, электромагнитных моментов, скольжений и т. д.

В тяговых приводах следует обеспечивать максимальное использование энергетических потоков, которые ограничиваются прежде всего установленной мощностью силового преобразователя и накопителя энергии. К точности регулирования момента или частоты вращения и динамике процессов в транспортном приводе, как правило, предъявляются не строгие требования. Длительность переходных электромагнитных процессов в тяговых приводах намного меньше, чем длительность изменения тягового режима движения транспортного средства. Это дает основание для рассмотрения тягового асинхронного двигателя как статического объекта с соответствующими требованиями к системе управления, реализующей выбранный статический режим работы электропривода.

Применяются законы оптимизации энергетических показателей привода, например закон минимизации тока статора ($Is \to \min$), вытекающий из уравнений Парка, или применительно к векторным системам управления эквивалентный ему закон равенства активной и реактивной составляющих силы тока статора. Именно по такому закону реализован опциальный режим энергосбережения в адаптивно-векторных преобразователях частоты для управления асинхронными электрическими машинами серии ЭПВ (ООО "Электроаппаратура"), имеющих прямое цифровое управление.

В отличие от других типов электрических машин переменного тока только асинхронный электродвигатель кроме таких управляющих координат, как напряжение, ток и частота тока статора, имеет дополнительный контур — контур управления частотой тока ротора или скольжением.

Рассмотрим установившийся режим асинхронного двигателя при его трехфазной системе питания синусоидальным током с заданной амплитудой статорного тока. Для роторной цепи в системе координат XY (ось X совмещена с вектором статорного тока), вращающейся с синхронной скоростью, запишем уравнения [2]:

$$\left.\begin{aligned} -\beta L_2 i_{y2} + r_2 i_{x2} &= 0; \\ \beta L_0 i_1 + \beta L_2 i_{x2} + r_2 i_{y2} &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

и уравнение электромагнитного момента

$$M = -L_0 i_1 i_{y2}, \qquad (2)$$

где i_1 — проекция мгновенного значения вектора тока статора на ось X; i_{x2} и i_{y2} — проекции мгновенных значений вектора тока ротора на оси X и Y; β — показатель абсолютного скольжения, L_0 — полная результирующая взаимоиндуктивность обмоток статора и ротора; L_2 — полная результирующая индуктивность ротора (приведенная к статору), состоящая из индуктивности от главного магнитного потока и индуктивностей от потоков рассеяния; r_1 и r_2 — активные сопротивления обмоток статора и ротора, приведенные к статору.

Уравнения (1) и (2) получены при допущениях: характеристика намагничивания — кусочно-линейная; эффект вытеснения тока и активное сопротивление цепи намагничивания не учитываются; фазные обмотки асинхронного двигателя — симметричные.

Для простоты преобразований и удобства моделирования будем использовать относительные показатели [6]: амплитудное номинальное фазное напряжение статора $U_{от} = U_н$; амплитудную номинальную фазную силу тока статора $i_{от} = i_н$; номинальную частоту тока статора $\alpha = \omega_н$; относительное время $t_{от} = \omega_н^{-1}$.

Из этих показателей получим: сопротивление $r = U_{от}/i_{от}$; индуктивность $L = r/\alpha$; мощность $P = 0{,}5mU_{от}i_{от}$ (m — число раз); момент $M = p^* P_{от}/\alpha$ (p — число пар полюсов).

Тогда электромагнитный момент асинхронного двигателя будет иметь вид:

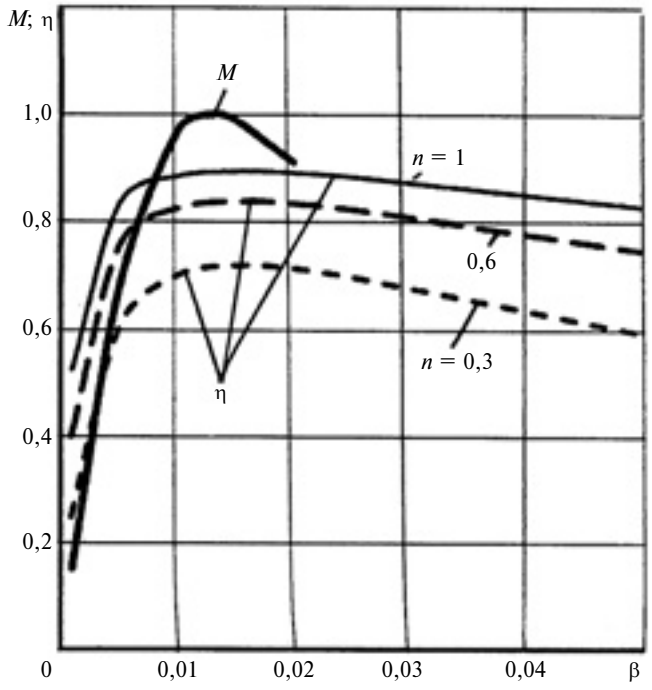
$$M = \frac{\beta r_2 L_0^2}{\beta^2 L_2^2 + r_2^2} I_1^2. \qquad (3)$$

Зависимость электромагнитного момента от показателя β имеет экстремум, для нахождения которого следует из выражения (3) вычислить частную производную по показателю β и приравнять ее к нулю. Данное решение

$$\beta = \pm r_2/L_2$$

обеспечивает минимальные активные потери в обмотке статора.

Для асинхронного двигателя определяющими являются резистивные потери в обмотках статора и ротора и потери в стали статора. Кроме того, имеют место поверхностные и пульсационные потери в



Зависимости изменения электромагнитного момента M и КПД η при разных частотах n вращения ротора от показателя β абсолютного скольжения для асинхронного двигателя 4А160S2 У3

стали статора и ротора, дополнительные потери в большей степени в обмотке статора и в меньшей — в обмотке ротора, потери в металлических массивных частях двигателя, обусловленные токами, наведенными полями рассеяния и высшими гармониками магнитного потока, а также механические потери. В сумме все дополнительные потери составляют не более 3 % мощности, потребляемой двигателем. Потери в стали ротора при абсолютном скольжении не превышают 5 %. Поэтому этими потерями можно пренебречь.

КПД асинхронного двигателя с учетом резистивных потерь в обмотках статора и ротора, а также потерь в стали составит:

$$\eta = \frac{Mn}{Mn + r_1 I_1^2 + r_2 I_2^2 + r_{ст} I_0^2}, \qquad (4)$$

где n — частота вращения ротора; I_0, I_1, I_2 — действующие силы намагничивания, статора и ротора; $r_{ст}$ — эквивалентное резистивное сопротивление контура.

Из уравнений (1) и (2) получим:

$$I_2^2 = i_{x2}^2 + i_{y2}^2 = \frac{\beta^2 L_0^2}{\beta^2 L_2^2 + r_2^2} I_1^2;$$

$$I_0^2 = (i_1 - i_{x2})^2 + i_{y2}^2 = \frac{\beta^2 L_0^2}{\beta^2 L_2^2 + r_2^2} I_1^2.$$

Подставив последние два выражения в формулу (4), получим:

$$\eta = \frac{\beta L_2^2 r_2 n}{\beta^2 L_2^2 (r_1 + r_2) + \beta L_2^2 r_2 n + r_2^2 (r_1 + r_2)}. \qquad (5)$$

Зависимость (5) имеет максимум при

$$\beta = \frac{r_2}{L_2} \sqrt{\frac{r_1 + r_{ст}}{r_1 + r_2}}.$$

На рисунке представлены графики электромагнитного момента и КПД асинхронного двигателя 4А160S2 У3, рассчитанные по формулам (3) и (5).

Анализ полученных зависимостей для конкретного типа асинхронной электрической машины показал следующее. Асинхронные электрические машины различных типов имеют разные максимумы моментов M и КПД η, значения которых определяются соотношениями активных сопротивлений статора (r_1) и ротора (r_2) и эквивалентным резистивным сопротивлением $r_{ст}$ контура. Их разница может составлять несколько процентов.

Таким образом, при проектировании регулируемого электропривода для КЭУ следует проанализировать статические режимы асинхронного двигателя и выбрать оптимальные параметры управления, обеспечивающие минимальное энергопотребление [7]. Необходимо учитывать, что реализация частотного управления с максимальным моментом проще реализации максимально возможного для конкретного асинхронного двигателя, так как для частотно-токового регулирования оптимальный режим определяется абсолютным скольжением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Эйдинов А. А., Каменев В. Ф., Лежнев Л. Ю.** Электромобили и автомобили с КЭУ // Автомобильная промышленность. 2002. № 11. С. 9.

2. **Соколов М. М., Петров Л. П., Ладензон В. А.** Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе. М.: Энергия, 1967. 202 с.

3. **Радин В. И., Брускин Д. Э., Зорохович А. Е.** Электрические машины: Асинхронные машины / Под ред. И. П. Копылова. М.: Высшая школа, 1988. 328 с.

4. **Учет** потерь и насыщения стали при оптимальном векторном управлении тяговым асинхронным электроприводом / А. Б. Виноградов, Н. Е. Гнездов, Н. А. Глебов, С. В. Журавлев // Вестник ИГЭУ. Вып. 1. 2012. С. 35—41.

5. **Изосимов Д. Б., Гнездов Н. Е., Журавлев С. В.** Проектирование асинхронных тяговых электродвигателей и синтез векторного управления тяговыми приводами // Электронные компоненты. 2010. № 11. С. 17—22.

6. **Сандлер А. С., Сарбатов Р. С.** Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями. М.: Энергия, 1974. 144 с.

7. **Анализ** возможностей повышения энергетической эффективности и улучшения экологических показателей современного легкового автомобиля массового производства с применением новых энергетических установок / В. К. Азаров, А. В. Козлов, В. Ф. Кутенев, А. С. Теренченко // Тр. НАМИ. 2012. № 249. С. 15—22.

УДК 621.787.001.5

И. Г. ШИН, канд. техн. наук, М. Р. МУМИНОВ, З. А. ШОДМОНКУЛОВ, С. Р. НАЗАРОВ (Ташкентский ин-т текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Оценка скрытой энергии деформации в поверхностном слое деталей по диаграмме деформирования материалов

Приведены схематизированные диаграммы деформирования при металлообработке конструкционных материалов. Рассмотрены методы аналитического определения скрытой энергии деформации в поверхностном слое детали после механической обработки. Получены зависимости для расчета скрытой энергии деформации, используемые при определении интенсивности технологических остаточных напряжений.

Ключевые слова: скрытая энергия деформации, термодинамика, пластическая деформация, теория дислокаций, диаграмма деформирования, модуль упругости, предел текучести, остаточные напряжения.

The schematized deformation curves at metalwork of structural materials are presented. The methods of analytical determination of latent strain energy in surface layer of a part after machining are considered. The dependencies for calculation of latent strain energy, used at determination of intensity of residual technological stresses, are obtained.

Keywords: latent strain energy; thermodynamics; plastic deformation; dislocation theory; deformation curve; modulus of elasticity; yield strength; residual stresses.

Эксплуатационная надежность и долговечность деталей машин и механизмов в значительной степени определяются физико-механическими и геометрическими параметрами поверхностных слоев изделий, в которых возможно появление усталостных микротрещин, приводящих к разрушению. К показателям качества поверхностного слоя детали относятся: параметры шероховатости, степень деформационного упрочнения, плотность дислокаций, остаточные напряжения и др., которые отражают режимы и условия механической обработки, являясь результатом реакции структуры материала на температурно-силовое нагружение при конкретном технологическом процессе изготовления детали. Показатели качества поверхностного слоя оказывают существенное влияние на поведение детали в эксплуатационных условиях. Однако ни один из них не является универсальным критерием состояния поверхностного слоя.

В работах [1, 2] установлено, что более объективным с позиций физики и более информативным показателем является способность контактных поверхностных слоев деталей накапливать (аккумулировать) энергию воздействия при обработке в результате термодинамических превращений и трансформации энергетических потоков.

Технологические операции (точение, шлифование и т. п.), направленные на формоизменение деталей, и отделочно-упрочняющие обработки (обкатка шариком или роликом, обдувка дробью и др.) характеризуются непосредственным контактом рабочих поверхностей инструмента (режущего или упрочняющего) с обрабатываемой поверхностью. Съем припуска или упрочняющее воздействие происходят в условиях упругопластических деформаций металла и интенсивного трения контактных поверхностей инструмента и детали, которые сопровождаются массо-, тепло- и энергообменом между взаимодействующими телами.

Пара трения — открытая термодинамическая система [3], в которой непрерывно происходят обмен и трансформация энергий. Поэтому к ней применимы основные положения термодинамики, для использования которых необходим анализ источников энергетических потоков и их преобразований в процессе пластической деформации материалов, обусловленной контактным взаимодействием инструмента с деталью.

При холодном пластическом деформировании (наклепе) металла бóльшая часть (до 97 %) механической энергии переходит в теплоту, остальная часть (≈0,5÷3 %) аккумулируется в поверхностном слое металла в виде так называемой скрытой энергии наклепа, которая на основе первого закона термодинамики определяется как

$$\Delta U = Q + W, \qquad (1)$$

где ΔU — изменение внутренней энергии тела; Q — поглощаемая или выделяемая теплота, обусловленная деформацией (при поглощении положительная величина; в данном случае — отрицательная); W — работа (положительная, если производится над рассматриваемым телом).

При деформации металла на технологических операциях работа W представляет собой затраченную механическую энергию и уравнение (1) принимает вид:

$$\Delta U = W - Q,$$

откуда

$$W = Q + \Delta U.$$

При деформационном упрочнении металла или наклепе изменение внутренней энергии ΔU — величина положительная и равная скрытой энергии U_s наклепа.

Следовательно, справедливы выражения:

$$\Delta U = W - Q = U_S;$$

$$Q \leqslant 0 \leqslant W;$$

$$|Q| \leqslant |W|.$$

Согласно первому закону термодинамики любая термодинамическая система обладает запасом внутренней энергии. Внутренняя энергия U системы изменяется при совершении ею работы $\mathrm{d}W$, направленной на преодоление некоторой приложенной извне силы, или совершении этой силой работы, изменяющей данную систему. При подводе или отводе энергии любой формы суммарное изменение энергии составит изменение $\mathrm{d}U$ общей внутренней энергии системы, т. е. U — параметр состояния, а $\mathrm{d}U$ — полный дифференциал.

Постоянство внутренней энергии термодинамической системы свидетельствует о ее равновесном состоянии независимо от того, как данное состояние было достигнуто. Отличительная особенность внутренней энергии U заключается в том, что она представляет собой экстенсивную функцию.

Вследствие аккумулирования в металле скрытой энергии наклепа деформированное состояние системы неустойчиво, т. е. при благоприятных условиях возможны возврат (отдых) и рекристаллизация, сопровождающиеся выделением скрытой энергии.

При исследованиях процессов пластического деформирования актуальны изучение скрытой энергии U_S деформации, анализ физико-механической природы деформационного упрочнения, исследование процессов восстановления, протекающих в поверхностном слое пластически деформированного металла.

Способность твердых тел выделять при определенных условиях скрытую энергию используют в экспериментальных исследованиях [4] по определению U_S в зависимости от степени деформации образца. Так, скрытую энергию деформации определяют по разнице энергии, затраченной при деформации, и выделившейся при этом тепловой энергии или по количеству теплоты, выделившейся при нагревании деформированного металла.

Распространен дифференциальный метод определения тепловыделения из двух одновременно растворяемых в кислоте при одинаковых условиях образцов равной массы и с одинаковыми геометрическими параметрами [5]. Один из образцов — контрольный (например отожженный), второй — подвергнут пластической деформации. Данный метод позволяет фиксировать разность тепловыделений образцов, т. е. скрытую энергию U_S.

Калориметрия выделенной энергии, составляющая основу метода определения скрытой энергии деформации, при очевидных преимуществах имеет существенное ограничение — ее можно применять только при равномерной деформации. В случае локальных и неравномерных деформаций (особенно на стадии разрушения) калориметрический метод неприемлем. Поэтому важно наряду с экспериментальными методами использовать и совершенствовать аналитические методы оценки скрытой энергии U_S деформации.

Анализ исследований, приведенных в работах [6—10], показал, что аналитическое определение скрытой энергии деформации можно осуществить тремя методами:

1) на базе первого закона термодинамики (первое начало термодинамики или закон сохранения энергии), в соответствии с которым для пластической деформации твердого тела работа приложенных к телу поверхностных и распределенных в объеме внешних сил и поступающая извне через поверхность или массу тела энергия других видов затрачиваются на приращение кинетической и внутренней энергий;

2) на основе теории дислокаций, что является прогрессивным представлением механизма пластической деформации, считая пластическую деформацию металлов результатом генерирования, движения, разрядки и аннигиляции дислокаций;

3) с помощью диаграммы деформирования конструкционных материалов, т. е. на основе кривых деформирования $\sigma = f(\varepsilon)$.

Перечисленные методы определения скрытой энергии U_S деформации являются теоретико-экспериментальными, так как при этом используются данные экспериментальных исследований температурно-силовой напряженности процесса контактного взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом, плотности дислокаций в поверхностном слое детали, а также диаграммы деформирования материалов при растяжении.

Рассмотрим наиболее простой метод определения скрытой энергии деформации на базе использования кривых деформирования $\sigma = f(\varepsilon)$.

Особенность пластически деформированного металла — наличие скрытой энергии U_S деформации, обусловливающая необратимость процесса и остаточные явления в поверхностном слое изделия при взаимодействии с режущим или упрочняющим инструментом. Пластическое деформирование конструкционных материалов, отличающихся микронеоднородностью, может осуществляться при различных условиях нагружения, определяемых видом технологического процесса, режимом и условиями обработки, геометрическими параметрами инструмента и пр.

Приняв, что микронеоднородность деформируемого материала характеризуется только разными значениями предела текучести σ_T структурных частиц, в качестве

структурной модели можно для описания процессов деформирования применить простейшую из моделей сплошной среды — стержневую ("столбчатую") модель Мазинга [9]. При этом структурные частицы, составляющие элемент объема, представляются в виде системы стержней, деформирующихся одинаково. Полагается также, что стержни обладают свойством идеального упругопластического материала и модули упругости стержней равны.

Стержневая модель Мазинга определяется:

1) условием совместности деформаций

$$\varepsilon^k = \varepsilon \ (k = 1, 2, ..., N); \qquad (2)$$

2) условием равновесия

$$\sum_{k=1}^{N} \sigma^k S_k = \sigma S = P; \qquad (3)$$

3) физическими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} &\varepsilon^k = \varepsilon^k_{\text{уп}} + \varepsilon^k_{\text{пл}};\\ &\varepsilon^k_{\text{уп}} = \sigma^k / E;\\ &\dot{\varepsilon}^k_{\text{пл}} \geq 0 \text{ при } \sigma^k = \sigma^k_{\text{т}};\\ &\dot{\varepsilon}^k_{\text{пл}} \leq 0 \text{ при } \sigma^k = -\sigma^k_{\text{т}}\\ &\qquad (-\sigma^k_{\text{т}} \leq \sigma^k \leq \sigma^k_{\text{т}}). \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

В выражениях (2)—(4) k — номер стержня; σ^k, ε^k, $\varepsilon^k_{\text{уп}}$, $\varepsilon^k_{\text{пл}}$ — соответственно напряжение, полная деформация, упругая и пластическая составляющие полной деформации стержня; E, $\sigma^k_{\text{т}}$, S_k — константы механической модели: соответственно модуль упругости, предел текучести материала стержня, площадь его поперечного сечения; $S = \sum_{k=1}^{n} S_k$ — суммарная площадь поперечных сечений стержней; P — действующая нагрузка, отношение которой к площади S формирует среднее напряжение σ для моделируемого материала.

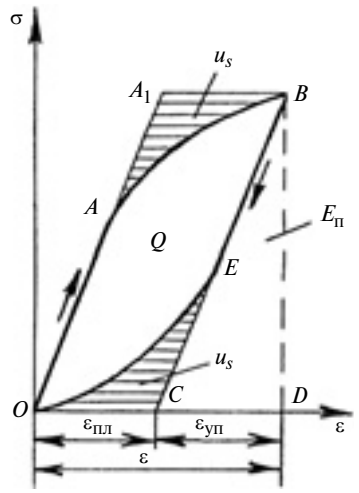


Рис. 1. Обобщенная диаграмма деформирования стержневой модели сплошной среды с бесконечным числом подэлементов

Рассмотрим наиболее простой случай деформирования образца при пропорциональном нагружении, например растяжение—сжатие бруса, создающие макроскопически однородное напряженно-деформированное состояние (НДС). Деформационные свойства, проявляемые при нагружениях и разгрузках элементарной стержневой конструкции, отображающей образец, можно отнести к реальному конструкционному материалу.

Микронеоднородность пластической деформации и возникающие при этом микронапряжения определяют память материала к предыстории деформирования и, следовательно, деформационную анизотропию. За интегральную меру соизмеримости моделируемой неоднородности с реальной структурой и соответствующие им уровни микронапряжений примем скрытую энергию U_s деформации, которая согласно энергетическим представлениям процесса пластической деформации металлов имеет место.

Обобщая результаты определения скрытой энергии деформации при исследовании деформационных свойств материала с помощью структурной модели в виде бесконечного числа подэлементов, можно описать диаграмму циклического деформирования любого материала (рис. 1). Площадь $OABD$ под диаграммой деформирования есть удельная работа A при нагружении; площадь BCD — потенциальная энергия $E_{\text{п}}$, возвращаемая при разгрузке (линия BC). Площадь AA_1B, равная площади OEC, определяет необратимую работу в цикле нагружение—разгрузка ($OABC$) в виде скрытой энергии U_s деформации.

При нагружении тела до некоторой деформации ε, превосходящей предел упругости ($\varepsilon > \varepsilon_{\text{уп}}$), и последующей разгрузке расходуется некоторая энергия. Как известно, ее отношение к деформируемому объему (удельная энергия u_s) определяется соответствующей площадью на диаграмме деформирования $\{\sigma, \varepsilon\}$. Точные калориметрические измерения показывают, что не вся затраченная энергия рассеивается в виде теплоты Q, т. е. некоторая ее часть в виде скрытой энергии U_s сохраняется в образце. Как правило, предполагают, что скрытая энергия связана с микронапряжениями, возникающими при пластическом деформировании материалов. Таким образом, работа A при деформировании представляет собой сумму трех слагаемых:

$$A = E_{\text{п}} + Q + U_s,$$

которым соответствуют определенные площади на рис. 1. При этом удельную скрытую энергию можно представить интегралом:

$$u_s = \int_0^{\sigma} \left(\varepsilon - \frac{\sigma}{E}\right) \mathrm{d}\sigma. \qquad (5)$$

Основной экспериментальный способ определения механических свойств материала — испытание на растяжение на специальных разрывных машинах. Если обычная диаграмма деформирования строится как зависимость условного напряжения $\sigma = P/F_0$ от условной деформации $\varepsilon = (l - l_0)/l_0$, то истинная

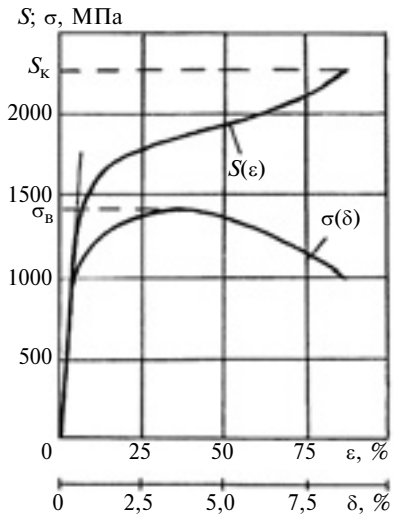


Рис. 2. Диаграммы истинных *S*(ε) и условных σ(δ) напряжений для стали 30ХГСНА

диаграмма деформирования соответственно отражает зависимость между истинными значениями напряжений $\sigma_и = P/F$ и деформаций $\varepsilon_и = \ln(l/l_0)$, где P — внешнее растягивающее усилие; F_0 и F — соответственно первоначальное и текущее значения площади поперечного сечения образца; l_0 и l — длины контрольного участка образца соответственно до и после деформации.

При относительно небольших деформациях ($\varepsilon < 5$ %) обычная и истинная диаграммы деформирования различаются несущественно. На рис. 2 показаны диаграммы истинных и условных напряжений для стали 30ХГСНА [11]. Истинные напряжения в каждый момент растяжения будут больше условных, так как площадь поперечного сечения образца с увеличением степени деформации непрерывно уменьшается. Из рис. 2 следует, что чем больше степень деформации, тем больше истинные напряжения отличаются от условных. В области малых пластических деформаций характеристики сопротивления практически не меняются при переходе от условных напряжений к истинным.

Диаграмму деформирования, описываемую зависимостью $\sigma = f(\varepsilon)$, можно представить как кривую деформирования. Истинные кривые деформирования применяют для расчета элементов конструкции в упругопластической стадии (как правило, расчет относится к деформациям до 10 %). Начальный участок кривой деформирования имеет угол наклона, равный arctg$E$, где E — модуль упругости материала. Важной характеристикой кривых деформирования, отражающей особенность протекания пластической деформации, является касательный модуль $E_К = d\sigma/d\varepsilon$ [12], который по физическому смыслу может быть определен из соотношения $E_К = tg\beta_К$, где $\beta_К$ — угол наклона касательной кривой деформирования к оси абсцисс или оси ε.

С целью построения приближенных моделей конструкционных материалов кривые деформирования необходимо схематизировать. Простая схематизация кривой деформирования состоит в том, что для значений $\sigma \le \sigma_т$ принимается упругий участок, а при $\sigma > \sigma_т$ — участок с линейным упрочнением (рис. 3). Схематизацию с линейным упрочнением можно выполнить по пределам прочности ($\sigma_в$) и текучести ($\sigma_т$) (рис. 3, *а*), а также по пределу текучести $\sigma_т$ и истинному сопротивлению отрыву (разрушению) $S_К$ (рис. 3, *б*).

Приближенное значение касательного модуля $E_К$ можно рассчитать по формуле [12]

$$E_К = \sigma_в(1 + \varepsilon_в),$$

где $\varepsilon_в$ — пластическая деформация, соответствующая пределу прочности $\sigma_в$.

Линейная схематизация (см. рис. 3) кривой деформирования проста и удобна, однако она недостаточно точно отражает начальную стадию пластических деформаций. Поэтому иногда используют аппроксимацию кривой деформирования с нелинейным упрочнением (рис. 4):

$$\varepsilon = \varepsilon_т + \varepsilon_{пл} = \frac{\sigma}{E} + A\left(\frac{\sigma}{\sigma_т}\right)^n,$$

где A и n — постоянные, определяемые из условия совпадения приближенной и истинной кривых деформирования в некоторых точках. Например, из условия совпадения кривых деформирования в точке, соответствующей пределу текучести ($\sigma_т = \sigma_{0,2}$), получим $A = 0{,}002$, а из условия прохождения этих кривых через точку B (см. рис. 4) имеем согласно работе [12] $n = 6 \div 10$.

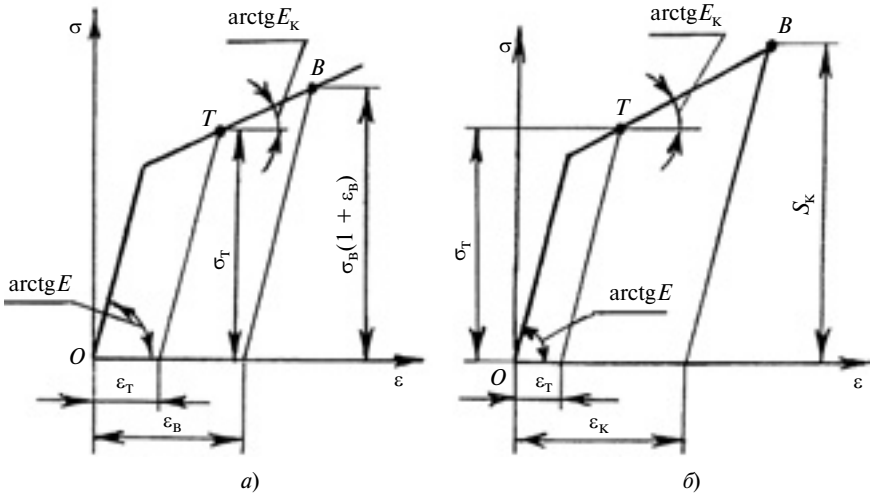


Рис. 3. Схематизация кривой деформирования для материала с линейным упрочнением: *а* — по пределам прочности ($\sigma_в$) и текучести ($\sigma_т$); *б* — по пределу текучести $\sigma_т$ и истинному сопротивлению отрыву $S_К$

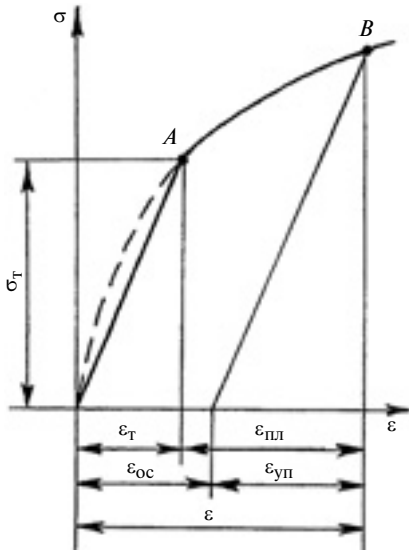


Рис. 4. Схематизация кривой деформирования для материала с нелинейным упрочнением

Для некоторых конструкционных материалов (например, для отожженной меди) кривая деформирования не имеет четко выраженного упругого участка. В этом случае кривая представляется степенно́й зависимостью $\varepsilon = A\sigma^n$, где A и n имеют постоянные для данного материала значения, подбираемые так, чтобы принятая зависимость на участке изменения ε наиболее соответствовала экспериментальной кривой деформирования.

Схематизация конкретного участка диаграммы деформирования зависит и от пределов изменения деформаций в данной задаче. Так, если ожидаемые деформации ε незначительно превосходят деформацию, соответствующую пределу упругости материала, то диаграмму можно схематизировать для построения приближенных решений, когда можно пренебречь упрочнением и, таким образом, считать материал идеально пластичным (диаграмма Прандтля).

Если же упругой деформацией можно пренебречь ввиду ее незначительности по сравнению с пластической, то получим схему для жесткопластического тела.

Для основных конструкционных материалов (сталей и сплавов) НДС поверхностного слоя обрабатываемой детали при контактировании с режущим или упрочняющим инструментом соответствует условию простого нагружения, при котором усилия, приложенные к твердому телу, возрастают пропорционально изменению одного какого-либо параметра. При этом зависимость интенсивности σ_i напряжений от интенсивности ε_i деформаций адекватно описывается диаграммой деформирования при одноосном растяжении—сжатии [13]. Один из законов теории малых упругопластических деформаций, вытекающих из обобщения результатов экспериментальных исследований, указывает на то, что интенсивность σ_i напряжений для данного материала при активной деформации является определенной функцией интенсивности ε_i деформаций: $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$.

Определим скрытую энергию U_s деформации для материала с линейным упрочнением (рис. 5). В соответствии с вышеизложенным удельная скрытая энергия деформации определяется как площадь участка ABK, равная площади OMN на диаграмме деформирования. Так как площадь участка ABK представляет собой половину площади S_{AKBC} параллелограмма, получим:

$$u_s = \frac{1}{2} S_{AKBC} = \frac{1}{2} AC \cdot BD = \\ = \frac{1}{2} \varepsilon_{\text{ос}}(\sigma_i - \sigma_{\text{т}}),$$

где $\varepsilon_{\text{ос}}$ — остаточная деформация при интенсивности σ_i напряжений.

Из диаграммы следует, что $AC = AD - CD$, или можно записать:

$$\varepsilon_{\text{ос}} = \varepsilon_{\text{пл}} - \frac{\sigma_i - \sigma_{\text{т}}}{E}, \qquad (6)$$

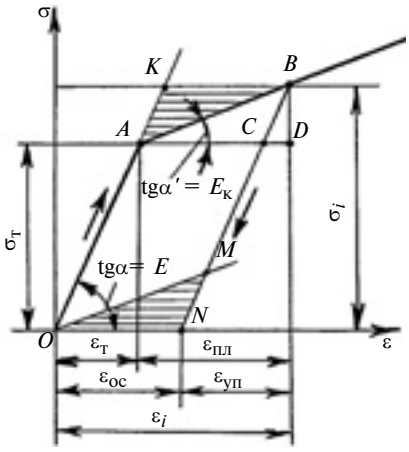


Рис. 5. Схема для расчета удельной скрытой энергии u_s деформации для материала с линейным упрочнением

где пластическая деформация

$$\varepsilon_{\text{пл}} = \frac{\sigma_i - \sigma_{\text{т}}}{E_{\text{к}}}. \qquad (7)$$

С учетом формул (6) и (7) окончательно получим формулу удельной скрытой энергии деформации:

$$u_s = \frac{(\sigma_i - \sigma_{\text{т}})^2 (E - E_{\text{к}})}{2EE_{\text{к}}}. \qquad (8)$$

Рассчитаем скрытую энергию деформации при точении вольфрамокобальтового твердого сплава ВК15, применяемого при изготовлении матриц для холодной высадки деталей метизного производства резцами из синтетического поликристаллического алмаза типа карбонадо (АСПК). Геометрические параметры резцов и режимы резания принимаем такими же, как при экспериментах, — оптимальными, обеспечивающими максимальную стойкость резцов: скорость резания v = 20 м/мин, подача S = 0,04 мм/об, глубина резания t = 0,2 мм [14]. Используем средние значения интенсивности σ_i напряжений в пределах контакта (фаски износа $h_з$) задней поверхности инструмента с обрабатываемой деталью. При $h_з$ = 0,1 мм на глуби-

не $x = 0{,}01$ мм поверхностного слоя сплава ВК15 интенсивность напряжений $\sigma_i = 5600$ Н/мм^2.

С учетом физических и механических характеристик сплава ВК15 ($E = 5{,}4 \cdot 10^5$ МПа, $E_к = 2{,}52 \cdot 10^5$ МПа, $\sigma_т = 1880$ МПа [15]) для данных условий резания и пластического деформирования согласно формуле (8) получим удельную скрытую энергию деформации $u_s = 0{,}145$ Дж/мм^3.

Тогда интенсивность технологических остаточных напряжений, рассчитанная по модифицированной формуле Фриделя [16], составит:

$$\sigma_{i\text{ос}} = \frac{1}{1+\mu}\sqrt{\frac{E}{2}}\sqrt{u_s} = 1591 \text{ Н/мм}^2,$$

где $\mu = 0{,}25$ — коэффициент Пуассона для сплава ВК15.

Полученное значение $\sigma_{i\text{ос}}$ отличается от экспериментальных значений остаточных напряжений не более чем на 6 %.

Заметим, что если модуль упругости E — величина постоянная, то модуль пластичности $E_к$ — величина переменная, принимающая значения, из которых каждое действительно только для данного момента деформирования. Таким образом, зная характеристики $\sigma_т$, E, $E_к$ материала, а также интенсивность σ_i напряжений, можно по зависимости (8) рассчитать удельную скрытую энергию u_s деформации. Причем интенсивность напряжений определяют по одной из формул теории упругости в соответствии с видом напряженного состояния:

для объемного НДС

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + \to \atop \to + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2};$$

для плоского НДС

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2};$$

для линейного НДС

$$\sigma_i = \sigma_1,$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные нормальные напряжения.

Если пластическая деформация при обработке материалов сопровождается нелинейным упрочнением и $\varepsilon = A\sigma^n$, то для нахождения удельной скрытой энергии используют зависимость (5), проинтегрировав которую, с учетом интенсивности σ_i напряжений получим:

$$u_s = \frac{A\sigma_i^{n+1}}{n+1} - \frac{\sigma_i^2}{E}.$$

Таким образом, по схематизированной диаграмме деформирования конструкционных материалов можно рассчитать важнейший параметр состояния поверхностного слоя детали после механической обработки резанием и поверхностного пластического деформирования — запасенную или скрытую энергию деформации, определяющую формирование интенсивности остаточного поля напряжений. Значимость данного параметра состоит в том, что являясь энергией дислокаций, он устанавливает взаимосвязь микро- и макропредставлений пластической деформации металлов и связанного с ней формирования технологических остаточных напряжений, т. е. скрытая энергия деформации определяет долговечность и усталостную прочность деталей, формируя остаточные напряжения, что следует учитывать в расчетах на прочность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванова В. С., Терентьев В. Ф.** Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1975. 455 с.

2. **Старков В. К.** Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.

3. **Новиков И. И.** Термодинамика. М.: Машиностроение, 1984. 592 с.

4. **Бернштейн М. Л.** Структура деформированных металлов. М.: Металлургия, 1977. 432 с.

5. **Жуков В. Т.** Метод оценки напряженного состояния проволоки по скрытой энергии деформации // Металлофизика. 1973. № 49. С. 108—109.

6. **Шин И. Г.** Интенсивность остаточных напряжений при поверхностном пластическом деформировании деталей машин // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 2. С. 10—12.

7. **Шин И. Г., Муминов М. Г., Шодмонкулов З. А.** Определение запасенной энергии деформации при резании металлов на основе теории дислокаций // Сб. докл. 13-й междунар. науч.-техн. конф. "Инженерия поверхности и реновация изделий". Ялта: [Б. и.] 2013. С. 303—305.

8. **Кабалдин Ю. Г.** Энергетические принципы управления процессами механообработки в автоматизированном производстве // Вестник машиностроения. 1993. № 1. С. 37—42.

9. **Гохфельд Д. А., Садаков О. С.** Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных нагружениях. М.: Машиностроение, 1984. 258 с.

10. **Катор Л.** Метод определения изменения энергии, запасенной металлами в процессе пластического деформирования // Проблемы прочности. 1971. № 1. С. 31—34.

11. **Методы** испытания, контроля и исследования машиностроительных материалов / Под ред. А. Т. Туманова. Т. II. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.

12. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974. 560 с.

13. **Иванова В. С., Воробьев Н. А.** Энергетический анализ кривой деформации пластичных металлов // Металлы. 1968. № 3. С. 126—131.

14. **Шин И. Г.** Технологическое обеспечение качества твердосплавных деталей при обработке инструментами из сверхтвердых синтетических материалов: Дис. ... канд. техн. наук. Куйбышев. 1982. 247 с. Машинопись.

15. **Баженов М. Ф., Байчман С. Г., Карпачев Д. Г.** Твердые сплавы. М.: Металлургия, 1978. 184 с.

16. **Шин И. Г., Джураев А. Д.** Эффективность дробеударного упрочнения зубьев дисковых пил машин первичной обработки хлопка // Проблемы текстиля. 2009. № 1. С. 7—11.

УДК 621.787.4.001.513:539.4.012

М. С. МАХАЛОВ, канд. техн. наук, В. Ю. БЛЮМЕНШТЕЙН, д-р техн. наук (Кузбасский ГТУ им. Т. Ф. Горбачева, г. Кемерово), e-mail: maxim_ste@mail.ru

Моделирование остаточных напряжений на разных этапах жизненного цикла изделий

Показана актуальность вопросов исследования и создания расчетных алгоритмов остаточных напряжений (ОН) при сложных нагружениях на этапах жизненного цикла детали. Проведено моделирование ОН в стержневых образцах после трехточечного изгиба методом конечных элементов.

Ключевые слова: поверхностный слой, остаточные напряжения, упрочняющая обработка, поверхностное пластическое деформирование, жизненный цикл детали, долговечность, технологическая наследственность.

The actuality of problems of investigation and development of calculation algorithms for residual stresses at combined loadings on stages of life cycle of a part is shown. The modeling of residual stresses in beam specimens after three-point bending using finite element method is performed.

Keywords: surface layer; residual stresses; strengthening treatment; surface plastic deformation; life cycle of a part; durability; technological heredity.

Постановка проблемы

Остаточные напряжения (ОН) первого рода являются одним из ключевых показателей состояния металла ответственных деталей машин и промышленных конструкций, в значительной степени определяющих их эксплуатационную долговечность. Особенно велико влияние ОН на долговечность при различных знакопеременных нагрузках. При этом важное значение имеют и величина, и характер распределения ОН по сечению детали. Так, при появлении на поверхности детали концентратора напряжений или начальной трещины положительное влияние сжимающих ОН в поверхностном слое (ПС) резко возрастает и может увеличить долговечность детали в несколько раз [1].

Известно, что основным условием возникновения ОН первого рода является неравномерная в сечении детали пластическая деформация механической или тепловой природы. Однако ввиду сложности силового и температурного нагружений деталей при производстве и эксплуатации точный расчет напряжений, действующих в той или иной части детали (конструкции), не всегда возможен. Высокая эффективность современных методов моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС), в частности метода конечных элементов (МКЭ), не исключает необходимости применения экспериментальных методов для прямого измерения ОН (деформаций) в детали [2, 3].

Большинство расчетных методов определения НДС основано на использовании значительного числа допущений, идеализирующих расчетные схемы, действующие нагрузки и граничные условия, что приводит к существенным погрешностям в оценке напряжений, а в ряде случаев и к невозможности получения теоретических решений. Известные в настоящее время аналитические модели и алгоритмы определения ОН охватывают, как правило, простые (одно-, двухосное) виды нагружения и не позволяют рассчитывать и прогнозировать поведение ОН при сложных видах нагружения, которые имеют место в процессах механической обработки и эксплуатации изделия. Поэтому задача уточнения моделей, снижения числа допущений и создания расчетных методик оценки ОН деталей на различных этапах изготовления и дальнейшей эксплуатации изделия остается весьма актуальной [3—5].

Таким образом, в технологии машиностроения при изготовлении ответственных деталей машин выявлена важная задача, решение которой, по мнению авторов, требует разработки моделей формирования и трансформации ОН на этапах изготовления детали и их влияния на ресурс детали при эксплуатационном нагружении.

Это возможно при рассмотрении процессов формирования и трансформации ОН как результата накопления деформаций и исчерпания запаса пластичности металла в условиях сложного немонотонного напряженного состояния на разных этапах жизненного цикла (ЖЦ) детали с учетом явления технологического наследования (ТН) [6]. Такой подход позволит учитывать влияние предыдущих этапов ЖЦ на закономерности формирования ОН на последующих этапах.

Такие решения возможны на основе аппарата механики деформируемых тел и методологии механики технологического наследования, в рамках которых формирование и трансформация состояния ПС при механической обработке и последующего эксплуатационного нагружения рассматриваются как единый непрерывный процесс накопления деформации, исчерпания запаса пластичности и трансформации ОН металла поверхностного слоя.

Основные теоретические положения

Среди способов механической обработки по созданию в ПС благоприятных сжимающих ОН, близких по величине к пределу текучести металла, широкими возможностями отличаются способы отделочно-упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием (ППД) (рис. 1, см. обложку), которые позволяют в широком диапазоне регулировать шероховатость поверхности, глубину и степень упрочнения и др. [6].

При обработке ППД в зоне контакта деформирующих инструментов с деталью возникает асимметричный очаг деформации (ОД) *ABCDEFG*, характеризуемый линиями контура передней внеконтактной *ABC* (зона 1), передней контактной *CD* (зона 2), задней контактной *DE* (зона 3) и задней внеконтактной *EF* (зона 4) поверхностей, а также линией *FGA*, описывающей границу зоны пластического течения металла. Вследствие деформации частицы металла смещаются в зоне волнообразования вдоль некоторых линий тока, формируя ПС детали. Начальные параметры состояния, которые частицы металла имели до входа в очаг деформации (линия *AG*), трансформируются в накопленные к моменту их выхода из ОД (линия *GF*).

Для раскрытия возможностей ППД и других методов механической обработки по обеспечению долговечности деталей машин необходимы знания физических закономерностей формирования ОН поверхностного слоя.

Адаптированным для решения такого класса задач является аппарат механики технологического наследования состояния ПС, позволяющий описать в единых терминах и категориях физическую природу поведения металла на этапах ЖЦ и привести результаты исследований к форме, удобной для инженерного пользования [6].

Наряду с традиционными параметрами качества ПС используют степень Λ деформации сдвига, степень Ψ исчерпания запаса пластичности (СИЗП) и компоненты тензора $[T\sigma_{ос}]$ ОН.

Согласно теореме о разгрузке тензор ОН представляет собой разность напряжений, возникающих в реальном упругопластическом теле при приложении нагрузки $\sigma_{деф}$, и напряжений, которые возникали бы в идеально упругом теле при идентичном нагружении $\sigma_{раз}$ [7]:

$$[T\sigma_{ос}] = [T\sigma_{деф}] - [T\sigma_{раз}], \qquad (1)$$

где $[T\sigma_{деф}]$ — тензор напряжений под нагрузкой; $[T\sigma_{раз}]$ — тензор упругих напряжений при разгрузке детали.

Развитие теоретических представлений показало, что вышеуказанные напряжения следует считать начальными ($[T\sigma_{н}]$), а тензор остаточных напряжений дополнительно включает в себя тензоры напряжений упругой разгрузки при раскреплении детали ($[T\sigma_{рас.д}]$) и упругих тепловых напряжений разгрузки ($[T\sigma_{t}]$) [8]:

$$[T\sigma_{ос}] = [T\sigma_{н}] + [T\sigma_{рас.д}] + [T\sigma_{t}].$$

В соответствии с используемым аппаратом механики технологического наследования:

на каждом этапе механической обработки в ОД (как это было представлено выше на примере обработки ППД) происходят непрерывное накопление деформации и исчерпание запаса пластичности, что приводит к формированию поверхностного слоя с определенными параметрами качества: глубиной и степенью упрочнения, шероховатостью и остаточными напряжениями;

в процессе эксплуатационного усталостного нагружения продолжаются накопление деформаций и исчерпание запаса пластичности в условиях непрерывной релаксации ОН. При накоплении предельных деформаций ($\Lambda = \Lambda_p$) происходит полное исчерпание запаса пластичности ($\Psi = 1$). Этому состоянию соответствует релаксация тензора остаточных напряжений первого рода до пренебрежимо малых значений ($[T\sigma_{ос}] \approx 0$) и появление усталостной трещины. Накопление предельных деформаций, полное исчерпание запаса пластичности и зарождение усталостной трещины происходят в некоторой точке вероятного разрушения, которая может быть расположена как на поверхности, так и на некотором удалении от нее. Результирующее напряженное состояние определяется тензорами ОН и напряжений от внешней нагрузки. При совпадении направлений векторов главных напряжений для обеих составляющих и симметричном цикле усталостных напряжений поверхностный слой изделия работает в условиях асимметрии цикла тем большей, чем больше ОН. Среднее напряжение цикла при этом равно ОН, а амплитуда — напряжению от внешней нагрузки. В условиях циклического нагружения сжимающие ОН повышают, а растягивающие — снижают усталостную долговечность.

На каждом этапе механической обработки или эксплуатации формирование ОН происходит под влиянием: деформации, накопленной металлом на текущий момент времени; ОН, сформированных на предыдущем этапе; механических и тепловых напряжений, возникающих при приложении нагрузки на рассматриваемом этапе нагружения; напряжений упругой разгрузки при снятии нагрузки; напряжений, возникающих при раскреплении детали.

Для исследования формирования ОН при сложных видах нагружения на этапе механической об-

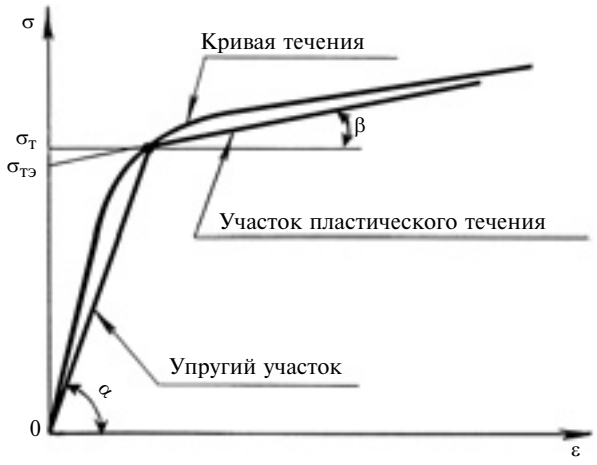


Рис. 2. Билинейная аппроксимация кривой течения

работки детали необходимо выявление возможностей и отработка методики моделирования МКЭ.

Выявление возможностей данного моделирования и отработку методики проводили при простом нагружении стержня квадратного сечения трехточечным изгибом. Это обусловлено тем, что такой изгиб стержневого образца является одним из простых видов нагружения, приводящих к возникновению ОН. Известно, что для возникновения ОН необходимо наличие пластической деформации, неравномерной для рассматриваемого сечения детали. При простых видах нагружения, приводящих к равномерной пластической деформации, таких как растяжение или сжатие стержня, ОН не возникают.

Моделированию подвергался осевой компонент ОН, так как при изгибе стержня доминирующими являются напряжения и деформации в осевом направлении, а остальные компоненты пренебрежимо малы [7].

На данном этапе исследований при расчетах и моделировании приняты следующие начальные условия и допущения:

1. Возникающие деформации имели только механическую составляющую и, соответственно, формирование ОН происходило от механического нагружения стержня. Температурная составляющая не учитывалась ввиду малого нагрева при рассматриваемом нагружении.

2. Моделируемый материал — изотропный, с показателями механического состояния, соответствующими показателям стали 45 (ГОСТ 1050—88) в состоянии поставки.

3. Использовали билинейную аппроксимацию кривой течения, учитывающую упрочнение металла (рис. 2), для описания которой необходимо знать следующие параметры:

модуль E Юнга, характеризующий угол α наклона упругого участка;

экстраполированный предел текучести $\sigma_{т.э}$, соответствующий отрезку на оси напряжений, определяемому продолжением участка пластического течения;

коэффициент ν Пуассона;

тангенциальный модуль $T_{мод}$, характеризующий угол β наклона участка пластического течения.

4. Для упрощения расчетов ввиду относительно малой возникающей погрешности не учитывали эффект Баушингера.

5. По длине стержня пластические деформации и напряжения локализованы в центральной части, т. е. в зоне приложения изгибающей нагрузки.

6. Тензор напряжений упругой разгрузки при раскреплении детали принят нулевым, поскольку опоры деформируемого образца могут свободно перемещаться в осевом направлении.

Расчет осевых остаточных напряжений после изгиба стержня

Рассмотрим алгоритм расчета значений осевых ОН при нагружении идеализированного стержня квадратного сечения размерами 100 × 10 × 10 мм изгибающим моментом.

Максимальные ОН поверхностных волокон стержня определяются выражением

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{1{,}5Pl}{bh^2},$$

где P — изгибающее усилие; l — расстояние между опорами; b и h — ширина и высота стержня.

Для рассматриваемых условий нагружения с учетом размерностей составляющих величин $\sigma_x = 0{,}15P$.

Связь прогиба с максимальной относительной деформацией поверхностных волокон стержня иллюстрирует принятая схема изгиба (рис. 3).

Было принято, что максимальные пластические деформации локализуются в центральной части стержня в зоне приложения изгибающей нагрузки. Длина средней линии ABC при нагружении не изменяется, деформация по ней отсутствует, тогда

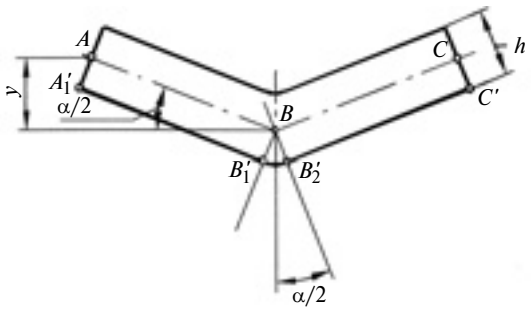


Рис. 3. Расчетная схема изгиба образца

сумма отрезков AB и BC равна исходному расстоянию между опорами.

Нижняя сторона стержня подвергается растягивающей нагрузке, под действием которой удлиняется на длину дуги $B_1' B_2'$ ($AB = A'B_1' = l/2$, $BC = B_2' C' = l/2$).

Таким образом, максимальная относительная деформация поверхностных волокон составляет:

$$\varepsilon_x = \frac{B_1' B_2'}{AB + BC} = \frac{B_1' B_2'}{l}.$$

Длина дуги $B_1' B_2'$ окружности с центром в точке B и радиусом $BB_1' = BB_2' = h/2$ определяется углом изгиба α. Тогда

$$B_1' B_2' = \frac{2(\alpha/2)\pi 2(h/2)}{360} = \frac{\alpha \pi h}{360}.$$

Так как $\alpha/2 = \arcsin(2y/l)$, получим:

$$\varepsilon_x = \frac{\alpha \pi h}{360 l} = \frac{2\arcsin(2y/l)\pi h}{360 l} = \frac{\arcsin(2y/l)\pi h}{180 l}.$$

Для рассматриваемых условий нагружения с учетом размерностей величин максимальная относительная деформация поверхностных волокон составит:

$$\varepsilon_x = \frac{\arcsin(y/50)\pi}{10 \cdot 180}.$$

Связь максимальных ОН в поверхностных волокнах стержня с их максимальной относительной деформацией определяется в соответствии с принятой формой кривой течения:

$$\sigma_x = \sigma_{эт} + \mathrm{tg}\beta \varepsilon_x.$$

Согласно теореме о разгрузке и принятым допущениям тензор ОН представляет собой разность напряжений, возникающих в реальном упругопластическом теле при приложении нагрузки, и напряжений, которые возникали бы в идеально упругом теле при идентичном нагружении [см. формулу (1)].

Первое слагаемое для каждой точки в сечении образца высотой h (см. рис. 3) определяется в зависимости от кривой течения металла и относительной деформации в каждой точке сечения.

При условии, что материал стержня идеально упругий, приложение равного изгибающего момента приведет к распределению напряжений по сечению по линейному закону [7]:

$$\sigma_{раз} = \frac{12M}{bh^3} y,$$

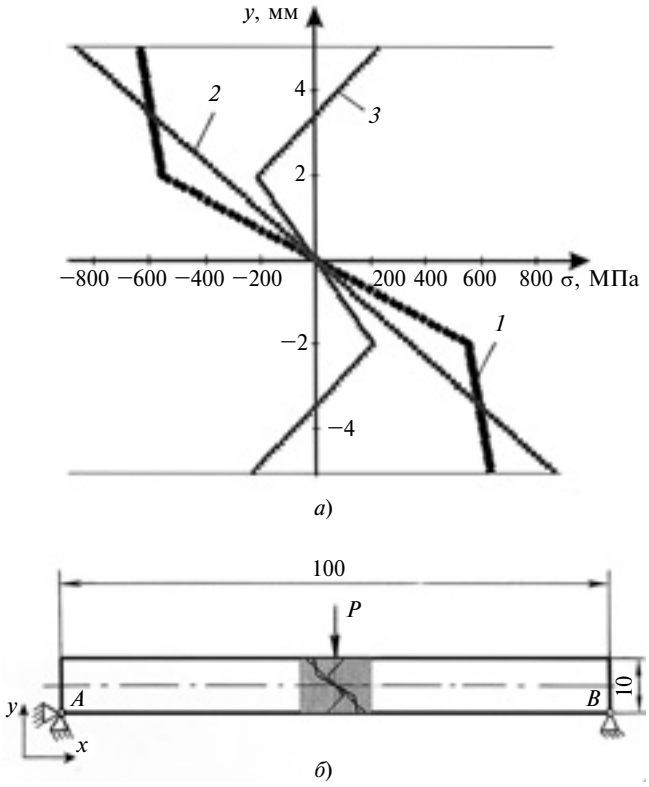


Рис. 4. Эпюры осевых напряжений по сечению образца (*а*) и схема нагружения при моделировании (*б*):
1 — напряжения в сечении стержня при нагружении; *2* — напряжения в идеально-упругом стержне при идентичном нагружении; *3* — остаточные напряжения

где y — координата рассматриваемой точки сечения стержня, равная нулю в середине сечения и $h/2$, $-h/2$ соответственно в крайних волокнах стержня.

Наибольшие напряжения в крайних волокнах стержня при этом составят [7]:

$$\sigma_{раз\ max} = \frac{6M}{bh^2}.$$

На рис. 4, *а* приведены эпюры осевых остаточных напряжений, возникающих при нагружении и последующем снятии нагрузки образца квадратного сечения. На поверхности, которая при изгибе подвергается сжатию, имеют место растягивающие ОН, и наоборот.

Моделирование МКЭ осевых ОН после изгиба стержня

Моделирование ОН после изгиба стержня проводили для проверки возможностей МКЭ и соответствия теореме о разгрузке с целью последующего моделирования ОН при сложных нагружениях.

Моделирование осуществляли в плоско-деформированной постановке, которая предполагает, что деформационные процессы происходят только в

рассматриваемой плоскости, а тензор напряжений — условно объемный [6, 9].

Параметры кривой течения задавали по результатам испытаний экспериментальных образцов в соответствии с описанными выше допущениями.

Нагружаемый изгибающей силой стержень моделировали как пластину размерами 100 × 10 мм, одна из нижних точек которой жестко закреплена по обеим осям, другая — только по оси *Y* (рис. 4, *б*).

Моделирование осуществлялось двумя способами.

Первый способ предполагает создание двух геометрически идентичных моделей стержня. Каждая модель подвергается однократному нагружению изгибающей силой — без снятия нагрузки. В соответствии с теоремой о разгрузке в одной из моделей стержень моделировали как упругопластическое тело (рис. 5, *а*, см. обложку), а в другой модели — как идеально упругое тело (рис. 5, *б*, см. обложку). Для получения ОН после обоих решений из компонент напряжений, полученных в узлах упругопластической модели, вычитали компоненты напряжений, полученные в узлах идеально-упругой модели.

Второй способ заключается в создании упругопластической модели стержня, который подвергался нагружению в два шага: изгиб и последующее снятие нагрузки, в результате которых было получено распределение остаточных напряжений в узлах КЭМ (рис. 5, *в*, см. обложку).

Анализ полученных результатов

Сопоставление результатов моделирования (рис. 6, см. обложку) первым (кривая *1*) и вторым (кривая *2*) способами на примере осевых ОН при изгибе стержня показало их высокую сходимость. Разность значений ОН во всех точках по сечению стержня составила менее 0,1 %.

На рис. 6 также представлены результаты сопоставления с расчетными значениями ОН по Биргеру, полученными при идентичном изгибе стержня (кривая *3*) [7]. Анализ показал, что расхождение эпюр *1* и *2* с эпюрой *3* обусловлено тем, что схема расчета ОН, предложенная в работе [7], реализует нагружение стержня изгибающим моментом, в то время как при моделировании МКЭ стержень нагружается сосредоточенной силой. Кроме этого, КЭ-модель имеет некоторую дискретность, обусловленную размерами конечных элементов.

Результаты моделирования формирования ОН на примере трехточечного изгиба стержневого образца позволили сделать следующие выводы:

1. Рассмотренные способы моделирования ОН МКЭ можно использовать для моделирования ОН при сложных нагружениях в формообразующей механической обработке резанием, фрезерованием, строганием, протягиванием и др. и в отделочно-упрочняющей обработке ППД.

2. Исследование и моделирование формирования и трансформации ОН при сложных нагружениях как результата пластического течения металла поверхностного слоя в очаге деформации, приводящего к накоплению деформации и исчерпанию запаса пластичности, позволяет разрабатывать расчетные методы и алгоритмы трансформации ОН с учетом явления технологического наследования как по всем этапам, так и на каждом этапе ЖЦ детали в процессе пластического течения металла ПС в ОД.

3. Необходимы теоретические и экспериментальные исследования формирования и трансформации ОН на этапах ЖЦ деталей, которые позволяют снизить число допущений, неизбежно принимаемых при разработке любых моделей, расчетных методик и алгоритмов.

В настоящее время проводятся работы по моделированию формирования ОН в очаге деформации при упрочняющей обработке ППД.

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. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

3. **Махутов Н. А.** Прочность и безопасность. Фундаментальные и прикладные исследования. Новосибирск: Наука, 2008. 523 с.

4. **Экспериментальные** методы исследования деформаций и напряжений / Б. С. Касаткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. Киев: Наукова думка, 1981. 584 с.

5. **Экспериментальная** механика / Под. ред. А. Кобаяси. М.: Мир, 1990. Т. 1. 616 с.

6. **Блюменштейн В. Ю., Смелянский В. М.** Механика технологического наследования на стадиях обработки и эксплуатации деталей машин. М.: Машиностроение-1, 2007. 400 с.

7. **Биргер И. А.** Остаточные напряжения. М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1963. 232 с.

8. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

9. **Блюменштейн В. Ю., Махалов М. С.** Расчетная модель остаточных напряжений упрочненного поверхностного слоя при размерном совмещенном обкатывании // Вестник КузГТУ. 2008. № 5. С. 50—58.

УДК 621.436.003

М. А. САЛТЫКОВ, д-р техн. наук (ОАО "Коломенский завод"), И. В. СИРОТЕНКО, канд. техн. наук (ОАО "ВНИИЖТ"), e-mail: sirotenko.igor@vniizht.ru

Концептуальный подход к конструированию среднеоборотных форсированных дизелей

На примере отработки конструкций основных узлов дизелей Д49 (ЧН26/26) и повышения их надежности показана целесообразность повышения долговечности конструкции на основе концептуального подхода, позволяющего использовать проверенные решения, исключив сложные расчеты, натурные испытания и экспериментальные исследования.

Ключевые слова: среднеоборотный дизель, конструирование, концептуальный подход, надежность, втулка цилиндра, крышка цилиндра, коленчатый вал.

On the example of tryout of principal units of "Д49 (ЧН26/26)" diesels and increase of their reliability, tpe expediency of durability improvement of the structure is shown on the base of conceptual approach, which allows applying of verified data, excluding complicated calculations, full-scale tests and experimental research.

Keywords: medium-speed diesel; designing; conceptual approach; reliability; cylinder bushing; cylinder head; crankshaft.

В связи с решением правительства в 1956 г. о прекращении выпуска паровозов и переходе на тепловозную тягу Харьковскому заводу транспортного машиностроения им. В. А. Малышева и Коломенскому тепловозостроительному заводу им. В. В. Куйбышева было предложено освоить производство тепловозного дизеля. В качестве объекта для серийного производства была принята не очень удачная модель судового двигателя такого класса производства США. Такие двигатели поставлялись в СССР в годы Второй мировой войны в рамках программы помощи США союзникам.

Освоение данной модели было поручено Харьковскому заводу им. Малышева, Коломенский завод был определен как дочернее предприятие этого завода, обладавшего правом внесения изменений в конструкцию без согласования с Коломенским заводом и обязанного обеспечить более ранние сроки перехода к серийному производству двигателя.

Время на освоение производства двигателя было ограничено: в течение одного года планировалось начать серийный выпуск. Позже были обнаружены многочисленные недостатки двигателя, которые характерны для продукции военных лет, выпускавшейся в условиях дефицита материалов и технологического оборудования.

Двигатель 2Д100 имел необычную компоновочную схему. Два коленчатых вала — верхний и нижний, между которыми располагались рабочие цилиндры с встречно движущимися поршнями и камерой сгорания в средней части цилиндра. В тепловозной модификации двигателя было 10 цилиндров мощностью 2000 л.с. (1470 кВт) при частоте вращения $n = 850$ мин$^{-1}$. Коленчатые валы связаны вертикальной зубчатой передачей для синхронизации вращения и передачи части мощности на нижний коленчатый вал — источник рабочей мощности. Верхним коленчатым валом осуществлялся привод воздуходувки для подачи воздуха в цилиндры и продувки, поскольку цикл двигателя был двухтактным.

Освоение производства двигателей на том и другом заводах потребовало введения новых цехов и оборудования, так как их исходная продукция значительно отличалась по конструкции и технологии изготовления. Остов двигателя представлял собой сварную конструкцию в виде этажерки из листового проката: взаимопересекающиеся продольные и поперечные листы сваривались электродуговой сваркой короткими угловыми швами.

Для производства такого рода продукции требовалось освоение новой технологии с постоянным контролем качества сварных швов. Из-за отсутствия такой технологии первые образцы двигателей были изготовлены и отправлены на испытательные стенды с многочисленными отклонениями по качеству сварных швов.

Испытания опытных двигателей прошли успешно ввиду небольшой продолжительности приемо-сдаточных испытаний. К этому времени были получены кузова тепловозов с тележками производства Луганского тепловозостроительного завода им. Октябрьской революции. На эти тепловозы и были установлены первые собранные и испытанные двигатели. Так было положено начало эксплуатации на железных дорогах грузовых тепловозов взамен паровозов.

По мере расширения использования дизелей типа 2Д100 на тепловозах стали поступать сигналы об их ненадежности. Кроме выявленных в первых поставленных двигателях недостатков (в основном — конструктивные) был обнаружен низкий уровень технологического исполнения. Имели место разрушения поршней и втулок цилиндров, повреждения коренных подшипников и поломки коленчатых валов, усталостные трещины в сварных швах силовых стоек и в опоре вертикальной зубчатой передачи.

Усиление контроля качества сварных швов дало положительные результаты. Однако полностью устранить указанные дефекты не удалось практически до окончания производства этих дизелей. Например, не была обеспечена надежность поршней и втулок цилиндров. Чугунная втулка цилиндра, скрепленная стальной рубашкой, имела ограниченный ресурс из-за изнашивания посадочной поверхности, что приводило к преждевременным ее ремонтам и внеплановым заменам. Таким образом, необоснованный выбор судового двигателя военного времени в качестве модели для серийного производства дизеля, предназначенного для работы на тепловозах в тяжелом режиме, привел к значительным внеплановым расходам и необходимости изготовления большого количества запасных частей.

Одновременно с устранением недостатков освоенной модели дизеля в 1960-е годы на основе приобретенного опыта началось проектирование отечественных дизелей на Коломенском и Харьковском заводах. Конструкторы Харьковского завода работали совместно с учеными кафедры ДВС Харьковского политехнического института, которой руководил профессор Н. М. Глаголев. Проект был закончен в 1971 г. созданием опытного образца дизеля 2Д70 (ЧН 24/27) мощностью 3000 л.с. (2205 кВт) при частоте вращения $n = 1000$ мин$^{-1}$, подготовленного для серийного производства. Результаты эксплуатации этого дизеля на тепловозах 2ТЭ116 оказались неудовлетворительными прежде всего по ресурсам поршней, коленчатого вала и подшипников.

При создании нового отечественного двигателя на Коломенском заводе особое внимание уделялось отработке его базовой модели, которая должна была стать основой мощностного ряда среднеоборотных дизелей с планируемым диапазоном мощности 1000÷5000 л.с. (735÷3676 кВт) и числом цилиндров от 4 до 16 [1]. Освоение серийного производства части дизелей из мощностного ряда позволило поставлять дизели различного назначения для разных отраслей не только нашей страны, но и таких стран, как Болгария, Венгрия, ГДР, Куба. Одновременно специалисты завода продолжали работу по совершенствованию базовой модели ряда, для охвата и проведения которой впервые в области конструирования был применен концептуальный подход, означающий осмысленное видение предмета как понятия, содержание которого должно соответствовать назначению предмета. Продуктивное использование этого подхода предполагает наличие хорошо подготовленных и способных к научному исследованию специалистов. Такие специалисты в отделе прочности Управления главного конструктора по машиностроению (УГКМ) в то время имелись. Эти специалисты [2] на основе углубленного анализа определили вопросы, не рассмотренные при создании базовой модели, хотя их содержание и состояние не соответствовало назначению объекта. Эти частные незамеченные и нерешенные ранее задачи были предложены для решения группе специалистов (в том числе в качестве тем их диссертаций).

Основное назначение базовой модели и мощностного ряда дизелей — безотказная работа с заданными мощностью и частотой вращения вала в составе силовой установки тепловоза, корабля или другого потребителя мощности в течение заданного времени, что объединяется понятием "надежность". Надежность двигателя внутреннего сгорания складывается из трех равноценных составляющих: прочностной надежности, термопрочностной надежности и трибологической (триботехнической) надежности. Для каждого из этих направлений обеспечения надежности были определены задачи и найдены решения.

Прочностная надежность означает отсутствие поломок и разрушений усталостного характера от переменных механических нагрузок. Она была обеспечена натурными испытаниями силовых деталей и соединений, проведенными ранее на нагрузочных стендах с заданной перегрузкой, соответствующей статистически обусловленным запасам прочности.

Термопрочностную надежность современных двигателей обеспечивают детали, образующие камеру сгорания, при этом относительно слабыми узлами являются крышка и втулка цилиндра. Все остальные детали выполняют из термопрочных легированных сталей, но они нуждаются в термообработке и упрочнении отдельных поверхностей.

Трибологическая надежность — обеспечение высокой износостойкости пар трения в подвижных звеньях двигателя и отсутствие повреждений от нарушений жидкостного смазывания во вращающихся парах подшипников коленчатого вала.

Втулка цилиндра для обеспечения антифрикционности в паре с поршневыми кольцами и тронком выполняется из серого чугуна. Она имеет относительно простую форму и интенсивно охлаждается, поэтому меньше нагревается, находится в термоупругом состоянии и, как показывает опыт длительной эксплуатации, не имеет признаков термоусталости.

Крышка цилиндров ввиду сложности выполняется литьем из высокопрочного чугуна. Однако несмотря на легирование чугун значительно уступает термопрочным легированным сталям по сопротивлению пластическому деформированию. Поэтому термопрочностное сопротивление пластическим деформациям от термических напряжений сжатия при относительно высоком нагревании наряду с повышением сопротивления мате-

риала должно обеспечиваться и конструктивными мерами.

Для поставленных задач было найдено неизвестное ранее (по данным публикаций) решение — профилирование огневой поверхности днища крышки цилиндров, которое заключается в целенаправленном занижении поверхности межклапанных перемычек днища, что позволяет отдалить эти поверхности от огневого фронта сгорания топлива в цилиндре. Определенную роль в уменьшении нагревания при этом играет воздушная прослойка, которая остается в местах занижения, а также приближение этой поверхности к зоне охлаждения крышки. Измерения температур на работающем двигателе с указанным профилированием показали снижение температуры на 50 °С, что на форсированном режиме обеспечило максимальную температуру ≤360 °С. При этой температуре в высокопрочном легированном чугуне после кратковременной пластической деформации текучести и ползучести наблюдалось практически термоупругое состояние.

Накопленные пластические деформации в холодном состоянии крышки переходят в остаточные напряжения растяжения, достигают умеренных значений и медленно нарастают в последующей эксплуатации [3]. В результате обеспечивается достаточная долговечность основного числа крышек до капитального ремонта, с максимальной отбраковкой из-за трещин в перемычках не выше 15 %.

Работами по термопрочностной надежности руководил кандидат технических наук М. А. Сальников.

Был также разработан оригинальный способ расчета угловой скорости вектора нагрузок в коренных подшипниках коленчатого вала, который позволил установить, что на отдельных опорах вала, не имеющих противовесов, появляются критические зоны с опасно низкой несущей способностью смазочного слоя. Для принятия дальнейших решений требовалось экспериментальное подтверждение теоретических результатов. Был применен емкостный метод определения толщины смазочной пленки в подшипнике. Результаты подтвердили наличие критических зон в отдельных подшипниках с образованием контакта металлических поверхностей и локальными всплесками температур. Было доказано, что требуется установить противовесы на каждой щеке вала с массой, уравновешивающей на 90÷95 % центробежные силы кривошипа и вращающихся частей главного и прицепного шатунов. Однако динамический расчет коленчатого вала в существующем исполнении не позволял принять такое решение. Из-за пониженного модуля упругости материала коленчатого вала — высокопрочного чугуна, собственная частота крутильных колебаний утяжеленного коленчатого вала находилась в рабочем диапазоне частот возмущающих сил, что могло привести к развитию резонансных колебаний и разрушению таких валов.

Возникла дилемма: принять решение о замене коленчатого вала в базовой модели и ее модификациях, т. е. приостановить серийное производство выпускаемых дизелей, или отказаться от их производства из-за недостаточной надежности. Руководство завода не разделяло мнения конструкторов о необходимости немедленного принятия кардинального решения. Однако все чаще поступали сведения об аварийности подшипников при эксплуатации тепловозов, включая зарубежные поставки. Серьезность положения заставила обратиться непосредственно к министру тяжелого транспортного машиностроения С. А. Афанасьеву с просьбой о содействии в получении стальных заготовок для коленчатых валов требуемых размеров и конфигурации. Однако по состоянию на то время металлургического оборудования в СССР данный заказ выполнить не удалось. Задача казалась неразрешимой. В ГДР при обнаружении в дизеле указанных повреждений была предпринята попытка своими силами устранить проблему, заменив чугунные коленчатые валы стальными, изготовленными по чертежам чугунного вала. Однако это не дало ожидаемых результатов и после обращения к руководству ГДР Коломенским заводом были получены заготовки стальных валов в нужном количестве и состоянии, необходимом для производства валов нового исполнения согласно разработанным чертежам. Таким образом, было обеспечено производство двигателя нового исполнения.

На каждой щеке нового коленчатого вала с помощью силовых шпилек были прикреплены массивные противовесы. По результатам расчетов был уменьшен на 10 мм диаметр шатунной шейки и уменьшен диаметр расточки в теле главного шатуна, что позволило повысить его жесткость. Кроме того, были увеличены диаметры шатунных болтов и почти в 1,5 раза увеличено усилие их затяжки, что обеспечило замкнутость стыков. Таким образом, была завершена намеченная модернизация деталей и узлов шатунной группы и коленчатого вала. Работы по совершенствованию шатунной группы (конструкторские расчеты и натурное тензометрирование главного шатуна с отработкой его формы) проводила кандидат технических наук А. М. Казанская [4].

Усовершенствовал конструкцию коленчатого вала и разработал метод расчета его прочности инженер-конструктор Л. Д. Котельников. Это стало темой его кандидатской диссертации [5]. Одновременно была разработана новая технология упрочнения коленчатого вала, предусматривавшая замену азотирования галтелей упрочнением их путем

пластического деформирования (накаткой) с образованием между галтелью и поверхностью шейки неупрочненной разделительной зоны, защищающей от повреждений хрупкий азотированный слой, предусмотренный на шейке для повышения ее износостойкости.

Установка противовесов на каждой щеке крупных коленчатых валов дизелей стала правилом, гарантирующим соответствие принятой парадигме. При конструировании среднеоборотных дизелей это правило является обязательным. Поэтому следует избегать применения чугунных литых многоколенных валов, которое не гарантирует триботехническую надежность двигателей, обрекая тем самым на неудачу многозатратные проекты. В то же время на двигателях относительно малых размеров, коленчатые валы которых имеют небольшое число колен и противовесов, лежащих в одной плоскости, применение литых валов из чугуна оправдано и не противоречит вводимой парадигме.

Дополнительно были проведены натурные испытания коренных подшипников, имевших в принятом исполнении нетехнологичные зубчатые разъемы. Прилегание сопряженных зубьев достигалось притиркой, изменяющей геометрию профиля зуба. Станки, необходимые для обработки зубчатых соединений в блоках цилиндров, не изготовлялись ни отечественными, ни зарубежными станкостроительными предприятиями. Натурные испытания дали отрицательные результаты: были отмечены разрушения и износы в зубчатом соединении и возрастающая в ходе испытаний подвижность в стыках. Аналогичные дефекты были обнаружены при эксплуатации. Поэтому единственно правильным решением был отказ от зубчатого соединения и переход к плоским разъемам с устранением начальных зазоров в боковых упорах установкой болтовых соединений на двух уровнях: вблизи горизонтального разъема и в нижней концевой части блока.

В главных шатунах удалось использовать зубчатые разъемы в результате парного шлифования сопряженных зубьев на станках фирмы "Эльбэшлиф" (Австрия) с обеспечением стопроцентного их прилегания. При испытаниях заданной перегрузкой зубчатые разъемы обеспечили высокую сохраняемость цилиндричности постели подшипниковых узлов (разница диаметров составила 0,02÷0,04 мм). Комплекс работ выполнял сотрудник отдела прочности УГКМ кандидат технических наук М. Н. Горбунов [6].

В числе дополнительных работ были исследованы втулка цилиндра и ее газовый стык с крышкой. В результате была сохранена опробованная ранее подвесная конструкция втулки, имеющая относительно традиционных решений ряд преимуществ, среди которых — минимальное (6 шт.) достаточное число резьбовых соединений, обеспечивающих требуемую плотность силового замыкания прокладки между втулкой и крышкой цилиндров. При этом для гарантии плотности стыка при сборке комплекта осевым сжатием обеспечивалось дополнительное силовое формирование прокладки до достижения заданной формы стыка. Прочность втулки и плотность газового стыка с крышкой исследовал кандидат технических наук М. А. Гинзбург [7]. Расчеты термических напряжений во втулке цилиндра и рабочих напряжений в крышке цилиндров выполнял кандидат технических наук М. И. Раенко [8], который провел также уникальные исследования жесткости блока цилиндров.

Необходимость повышения надежности клапанного механизма и самих клапанов в связи с обрывами их тарелок и повреждениями при этом рабочих цилиндров двигателя при эксплуатации обусловила проведение работ по повышению износостойкости рабочей фаски и стержня клапана, выполненных кандидатом технических наук В. М. Ширяевым. Последующие работы по упрочнению стержня клапана привели к открытию неизвестного ранее явления — флаттера выпускных клапанов. Явление, подобное известному ранее в авиации как вынужденные колебания отдельных частей конструкции, проявилось в клапанах, находящихся в аналогичных условиях околозвуковых течений обтекающих газов, что было подтверждено тензометрированием стержня клапана на работающем двигателе. В результате было проведено поверхностное упрочнение стержней клапанов. Расчетные и экспериментальные работы по упрочнению стержня клапана выполнил кандидат технических наук В. Н. Алимов [9].

Совокупность изменений, внесенных в конструкцию дизеля благодаря работам перечисленных научных сотрудников, кардинально повысила надежность нового двигателя, что было подтверждено эксплуатационными испытаниями. Это позволило признать улучшенный двигатель следующим конструктивным исполнением, сохранив заявленный мощностной ряд и его базовую модель для серийного производства на длительную перспективу. В итоге группе активных участников и руководителей работ, которые способствовали решению многих задач производства и эксплуатации среднеоборотных форсированных дизелей мощностного ряда Д49 (ЧН26/26), в 1989 г. была присуждена Государственная премия. Это было признанием достижений Коломенского тепловозостроительного завода им. Куйбышева в создании новых сложных среднеоборотных дизелей транспортного назначения с широким диапазоном мощного ряда, освоенного в серии на основе единой базовой модели — от дизелей для автоматизированных аварийных установок атомных станций до дизелей для авто-

номных электростанций. Это обеспечило заводу постоянные заказы, гарантируя стабильность предприятия. В настоящее время после более чем тридцатилетней работы большого числа дизелей в разных эксплуатационных условиях накоплен значительный опыт, подтвердивший правильность большинства принятых решений [1—10] по улучшению конструкции и технологии их изготовления, который и далее можно успешно использовать в конструкторской практике.

При расширенном понимании принципа соответствия, когда кроме содержания предмета во внимание принимается его состояние, которое должно соответствовать его назначению, перед технологами встает новая задача — подготовить детали и соединения к работе в составе изделия, т. е. по их назначению. Для нагревающихся в изделии деталей уже найдено экспериментально подтвержденное решение. Клапаны с наплавкой по фаске после изготовления подвергают высокотемпературному нагреву, что устраняет появление трещин в клапанах и обеспечивает надежность их последующей работы в дизеле. Тонкостенные вкладыши после изготовления подвергают низкотемпературной термообработке (нагрев до 250 °С с выдержкой) в заневоленном состоянии (в упорах по диаметральному размеру), что обеспечивает их упругое поведение и исключает изменение диаметрального размера в течение работы на дизеле.

По аналогии с вышесказанным можно предположить, что среднетемпературная обработка с нагревом до 400÷430 °С увеличит сопротивление деталей термопластическим деформациям при работе дизеля и повысит их надежность в этом диапазоне температур, например крышки цилиндра, что актуально ввиду ее недостаточной долговечности, но требует экспериментальной проверки после отработки технологии с заданным нагревом средней части крышки цилиндра с последующей подконтрольной эксплуатацией на тепловозах.

В заключение следует отметить, что концептуальный подход при правильном применении позволяет на основании принципов аналогии и тождества использовать проверенные решения во вновь создаваемом изделии с улучшенными параметрами (например увеличенным ходом поршня) для получения удовлетворительной надежности, не прибегая к сложным расчетам, многократным натурным испытаниям и трудоемким экспериментальным исследованиям. Это остается актуальным, поскольку объем работ при проектировании на современных предприятиях дизелестроения нельзя выполнить в короткие сроки из-за снижения квалификации конструкторских и инженерных кадров и их численности [10, 11].

Проблема обусловлена множеством причин и требует осознания того, что создание нового совершенного изделия процесс весьма затратный и невозможен без творческих решений его создателей, а все остальное — только подсобные средства, о чем свидетельствует история техники и научных достижений. Поэтому уже следующему поколению придется возрождать утраченные научные школы, конструкторские коллективы и экспериментальные службы на предприятиях, чтобы не стать потребителями зарубежной продукции и не потерять экономическую самостоятельность России.

Авторы выражают благодарность за участие в подготовке статьи к изданию и в обработке представленных материалов О. А. Крикуновой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ширяев В. М.** Четырехтактные дизели семейства Д49 // Тяжелое машиностроение. 2002. № 9. С. 16—19.

2. **Салтыков М. А.** Этапы становления отдела прочности экспериментальной службы УГКМ // Тяжелое машиностроение. 2002. № 9. С. 34—39.

3. **Салтыков М. А., Сальников М. А.** Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурсов деталей цилиндро-поршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. 1983. № 6. С. 35—38.

4. **Казанская А. М., Салтыков М. А.** Уточненный расчет нагрузок для анализа прочности и жесткости сочлененных шатунов V-образных быстроходных двигателей // Энергомашиностроение. 1975. № 9. С. 21—24.

5. **Котельников Л. Д., Салтыков М. А.** Метод статического расчета коленчатого вала с учетом несоосности и упругой податливости опор // Известия втузов. Машиностроение. 1969. № 4. С. 60—66.

6. **Развитие** методов и средств исследования прочности основных несущих деталей и узлов транспортных дизелей / М. А. Салтыков, М. Н. Горбунов, М. А. Гинзбург и др. / М.: Машиностроение, 1974. С. 103—170.

7. **Водянов В. В., Гинзбург М. А.** Контроль качества упрочнения резьбы по оценке циклической прочности ответственных резьбовых деталей высокофорсированных дизелей // Вестник машиностроения. 2002. № 10. С. 12—15.

8. **Разработка** и применение моделей разных уровней для расчета рабочих напряжений в крышках цилиндров транспортных дизелей / Н. Д. Чайнов, М. А. Салтыков, М. И. Раенко и др. // Двигателестроение. 1987. № 4. С. 10—14.

9. **Салтыков М. А., Горбунов А. Г., Алимов В. Н.** Открытие аэродинамического флаттера газораспределительных клапанов транспортных двигателей и пути повышения их надежности // Вестник машиностроения. 2002. № 4. С. 21—24.

10. **Салтыков М. А.** О проблемах конструирования среднеоборотных дизелей, влияния кризисов и формы собственности на судьбу предприятий и профессию конструктора // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 3—13.

11. **Коссов Е. Е., Сиротенко И. В.** К вопросу прогнозирования остаточного ресурса тепловозного дизель-генератора // Вестник ВНИИЖТ. 2000. № 7. С. 38—42.

УДК 621.01

А. М. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, Г. В. ЛИТОВКА, д-р техн. наук (Амурский государственный университет, г. Благовещенск), e-mail: design@amursu.ru

Повышение эффективности мероприятий по снижению уровня шума виброабразивных станков

Рассмотрен комплексный подход к снижению уровня шума импульсных вибрационных станков при проектировании. Проанализирован акустический метод улучшения динамики виброабразивных станков путем облицовки внутренних поверхностей ограждающих конструкций звукопоглотителем с чередующимися углублениями, что позволяет уменьшить амплитуду звуковой волны.

Ключевые слова: объемная виброабразивная обработка, импульсный вибрационный станок, уровень шума, ограждающая конструкция, звукоизоляция, звукопоглотитель с чередующимися углублениями.

The integrated approach to noise level decrease of pulse vibratory machines at their design is considered. The acoustic method of improvement of vibroabrasive machines dynamics by facing of internal surfaces of envelope structures by sound absorber with interleave valleys, which allows to decrease sound wave amplitude, is analyzed.

Keywords: three-axis vibroabrasive machining; pulse vibratory machine; noise level; envelope structure; acoustic isolation; sound absorber with interleave valleys.

Металлорежущее оборудование при эксплуатации создает повышенный уровень шума, что ухудшает условия труда и повышает травматизм на производстве. Поэтому снижение уровня шума при работе станка остается актуальной задачей [1].

Постановка задачи. Отделочно-зачистная обработка и операции по снятию заусенцев и скруглению острых кромок деталей размерами 5÷10 мм, полученных штамповкой из тонколистового латунного (Л62) или стального (сталь Э06) проката толщиной 0,2÷0,3 мм, трудоемкие процессы. Применение объемной виброабразивной обработки на станках импульсного действия с эластичным дном рабочей камеры с использованием электрокорундового порошка марки 24А32 упростило изготовление таких деталей. При этом уменьшилось число бракованных деталей. Однако локальное ударное воздействие обкатных роликов на эластичное дно рабочей камеры создает повышенный уровень шума и ухудшает динамику вибрационных станков. Поэтому была поставлена задача — выполнить акустическое исследование станка импульсного действия для устранения данного недостатка без изменения принципа действия рабочих органов станка и его габаритных размеров.

Акустический метод снижения уровня шума вибрационных станков импульсного действия

Виброимпульсный станок (рис. 1) состоит из сварного корпуса *1* и платформы *2*, на которых смонтированы основные детали и узлы механизма. На платформе *2* закреплена рабочая камера *3*, представляющая собой два цилиндра, объединенных дном *4* из эластичного материала. Ниже рабочей камеры расположен вертикальный вал *5*, на который вращающий момент передается от электродвигателя *7* через понижающую клиноременную передачу *6*. Вибратор станка выполнен в виде четырех обкатных роликов *8*, связанных с вертикальным валом *5*. В верхней части станка расположен механизм подъема и опускания рабочей камеры (не показан) для автоматизации выгрузки. На сварном корпусе и платформе закреплены ограждающие конструкции *9*.

Станок работает следующим образом. В рабочую камеру *3* загружают обрабатываемые детали и абразивные гранулы. При вращении приводного вала *5* ролики *8* воздействуют на дно рабочей камеры *4*, сообщая загрузке волнообразные импульсные колебания. Амплитуду колебаний рабочей камеры регулирует клиновой механизм *10*. Для интенсификации обработки в рабочую камеру из бака-отстойника центробежным насосом подается технологическая жидкость.

Особенность данной схемы — отсутствие колебательных движений контейнера (камеры) во время обработки и традиционного дисбалансного вибратора, так как происходит лишь периодическое изменение формы эластичного дна. Работающий

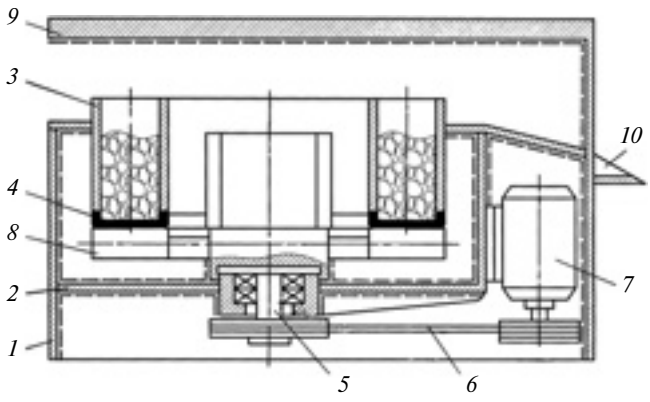


Рис. 1. Схема вибрационного станка импульсного действия

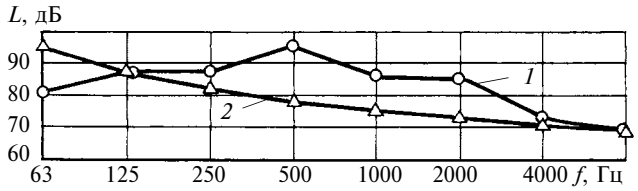


Рис. 2. Результаты измерений шума при работе вибрационного станка без акустической обработки (*1*) и санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562—96 (*2*)

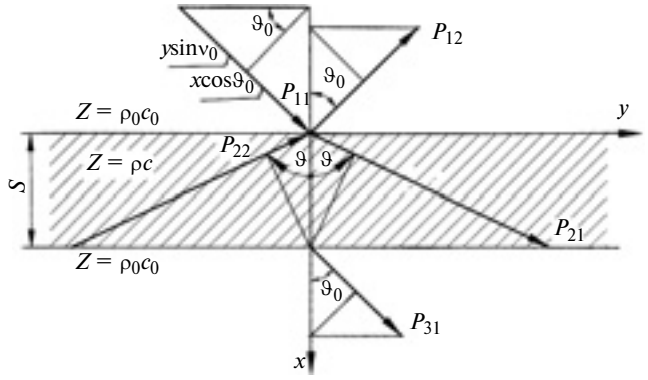


Рис. 3. Схема прохождения звука через звукопоглощающий слой произвольной толщины под углом $\vartheta_0 < \pi/2$

станок полностью уравновешен, снижены динамические нагрузки на несущие элементы конструкции, что повышает надежность и долговечность устройства, а также способствует интенсификации режимов обработки. Однако уровень шума, создаваемого станком, весьма высок [2].

Проводили исследования по определению уровня шума, создаваемого данным станком при работе, и сравнивали полученные данные с санитарными нормами по СН 2.2.4/2.1.8.562—96. Все измерения выполняли с помощью прецизионной аппаратуры фирмы Robotron в октавных полосах частот в диапазоне от 63 до 8000 Гц. Среднее квадратическое отклонение звукового давления для октавных полос со среднегеометрическими частотами $\leqslant$500 Гц не превышало 2 дБ, со среднегеометрическими частотами $\geqslant$1000 Гц — 1,5 дБ. Результаты измерений уровня шума при работе вибрационного станка без акустической обработки и санитарные нормы приведены на рис. 2.

Для снижения уровня шума акустическим методом рассмотрим вибрационный станок импульсного действия как систему акустически связанных элементов (пластин и полостей). Анализ спектральных характеристик шума и конструктивных особенностей виброимпульсного станка показал следующее. Шум создается ограждающими конструкциями вследствие их вибрации, звуковых колебаний станин и вибрацией воздуха, проходящего через отверстия и неплотности конструкций. Основной источник шума — корпус рабочей камеры станка.

Применение звукоизоляции — наиболее распространенный акустический метод шумоглушения в машиностроении. Будем считать, что распространение звука в звукопоглощающем слое (ЗС) происходит только в продольном направлении. С обеих сторон ЗС находится одинаковая газообразная среда. Плоские звуковые волны из первой полости с газообразной средой движутся под углом ϑ_0 и, пройдя через него, проникают во вторую полость под тем же углом (рис. 3). Остальные волны отражаются от ЗС.

Показатель звукоизоляционной способности ЗС произвольной толщины s при прохождении звуковых волн под углом ϑ_0 определяется выражением [3]

$$R = 10\lg\left[\cos^2\left(\frac{2\pi s}{\lambda}\cos\vartheta\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{Z_0}{Z} + \frac{Z}{Z_0}\right)\sin^2\left(\frac{2\pi s}{\lambda}\cos\vartheta\right)\right] = 10\lg\left[\cos^2\left(s\frac{\omega}{c}\cos\vartheta\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{\rho_0 c_0}{\cos\vartheta_0}\frac{\cos\vartheta}{\rho c} + \frac{\rho c}{\cos\vartheta}\frac{\cos\vartheta_0}{\rho_0 c_0}\right)^2\sin^2\left(s\frac{\omega}{c}\cos\vartheta\right)\right], \quad (1)$$

где $Z_0 = \dfrac{\rho_0 c_0}{\cos\vartheta_0}$; $Z = \dfrac{\rho c}{\cos\vartheta}$ и ρ_0, ρ — соответственно акустические сопротивления и плотности воздуха и ЗС; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота; c_0 и c — скорости звука в воздухе и ЗС.

Анализ формулы (1) показал, что на частотах, соответствующих условию $\dfrac{2\pi s}{\lambda}\cos\vartheta = ks\cos\vartheta = \left(\dfrac{2n+1}{2}\right)\pi$, где $n = 0, 1, 2, \ldots$, $\cos^2\dfrac{2\pi s}{\lambda}\cos\vartheta = 0$ и $\sin^2\dfrac{2\pi s}{\lambda}\cos\vartheta = 1$, показатель звукоизоляционной способности ЗС максимален. Это имеет место при длине четверти волны, спроектированной на нормаль к ЗС, равной толщине слоя:

$$(\lambda/4)(2n + 1) = s\cos\vartheta. \quad (2)$$

Таким образом, зная диапазон частот источника звуковых волн по формулам (1) и (2) можно определить оптимальную толщину и выбрать материал ограждающей конструкции с максимальным звукопоглощающим эффектом.

Для увеличения звукоизоляционной способности ограждения на его внутреннюю поверхность (со стороны источника шума) следует нанести звукопоглощающий материал (ЗМ), что позволит

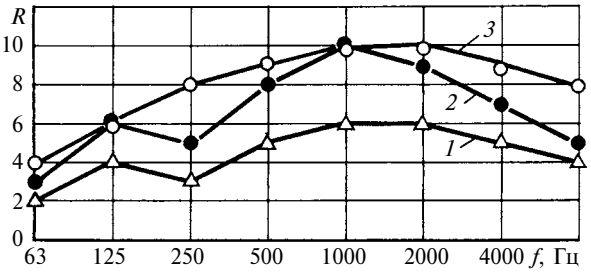


Рис. 4. Зависимости показателя *R* звукоизоляционной способности ограждающих конструкций виброимпульсного станка, облицованных слоем звукопоглотителя (*1*), звукопоглотителя с углублениями (*2*) и расчетная (*3*)

уменьшить воздействующее на ограждение звуковое давление вследствие частичного поглощения энергии при прохождении звуковых волн через ЗМ и снижения интенсивности отраженного звука.

Анализ схемы прохождения звуковых волн через ЗМ под углом $\upsilon < \pi/2$ (см. рис. 3) выявил дополнительные возможности увеличения звукопоглощения путем создания поверхностей определенных типов для уменьшения отраженной части звуковой волны (P_{12}). Данное положение реализовано в виде звукопоглощающего слоя, поверхность которого имеет чередующиеся углубления и обращена к источнику шума. В трехмерном пространстве такие углубления могут иметь форму тетраэдра, конуса, призмы. Технологически углубления любой из данных форм в промышленных условиях несложно создать при производстве ЗМ литьем.

Теоретические зависимости для расчета дополнительной звукоизоляции ограждающих элементов, облицованных ЗМ с углублениями, для металлорежущих станков реализованы в программном обеспечении [4]. Разработан программный модуль в среде Delphi 7.0 на языке — Object Pascal.

Для проверки теоретических зависимостей, предложенных (или полученных) для увеличения звукоизолирующей способности ограждающих конструкций виброимпульсного станка, на участке механообработки ОАО "Амурский металлист" (Амурская область) проведен комплекс производственных испытаний звукоизолирующих средств для уменьшения уровня шума станочного оборудования. Внутренние поверхности ограждений были облицованы ЗМ. Для соблюдения мер пожарной безопасности и увеличения срока эксплуатации ЗМ его поверхность покрыли полиэтилентерефталатной пленкой [5]. Покрытия приклеивали к ограждающим конструкциям эпоксидным клеем и клеем № 88. Сравнительные испытания двух одинаковых ограждений с одинаковыми покрытиями, но с применением разных клеев показали, что марка клея не оказывает влияния на звукоизоляционную способность ограждений. Результаты экспериментальных исследований звукоизолирующих конструкций виброимпульсного станка, облицованных ЗМ с чередующимися углублениями, показали снижение уровня шума в 2—3 раза, что соответствует $R = 6 \div 10$ (рис. 4).

Звукоизолирующий эффект конструкции, облицованной ЗМ с углублениями, можно представить следующим образом: звуковые волны, попадая на звукоизолирующую конструкцию, частично отражаются и рассеиваются, а частично поглощаются на дискретно расположенном звукопоглотителе. Причем это поглощение в определенном диапазоне частот значительно увеличивается из-за дифракционных эффектов, что уменьшает энергию звуковых волн, прошедших через конструкцию, т. е. увеличивает ее звукоизолирующую способность.

Таким образом, разработана программа для расчета оптимальной звукоизолирующей способности ограждающих конструкций виброимпульсного станка, определены оптимальные геометрические формы углублений в слое ЗМ.

Разница между теоретическими и экспериментальными значениями звукоизолирующей способности в результате использования ЗМ с углублениями в ограждающих конструкциях виброимпульсного станка незначительна: в предельном случае она составила 2÷3 дБ в диапазоне средних и высоких частот (см. рис. 2). Удовлетворительная сходимость теоретических и экспериментальных значений позволяет использовать методику расчета звукоизоляции со слоем звукопоглотителя с углублениями при проектировании оборудования с улучшенными виброакустическими характеристиками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Юдин Е. Я.** Борьба с шумом на производстве. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.

2. **Литовка Г. В.** Вероятностно-статистическая система геометрических параметров гранул абразивного наполнителя как научная основа управления показателями вибрационной обработки: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Донской ГТУ, Ростов н/Д. 1996. 34 с.

3. **Боголепов И. И.** Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986. 368 с.

4. **Свидетельство** об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2007612441 Рос. Федерации. Расчет акустически оптимальной архитектуры звукоизолирующих конструкций машин и оборудования.

5. **Медведев А. М., Бородин Н. И.** Опыт применения новых защитных пленочных покрытий // Акустическая экология — 90. Л.: ЛДНТП, 1990. С. 79—81.

УДК 62-52.001.63

Р. Э. АСАНОВ (ОАО "НИПИ Тяжпромэлектропроект", г. Москва), А. П. КУЗНЕЦОВ,
М. Г. КОСОВ, доктора технических наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: stankin-okm@yandex.ru

Инженерный метод оценки и выбора мехатронных модулей по интегральным параметрам при проектировании технических устройств

Предлагается метод оценки технического уровня мехатронных модулей при их проектировании на основе интегральных коэффициентов, включающих в себя количественные параметры и качественные показатели и показатели их свойств.

Ключевые слова: мехатронный модуль, системы, комплексы, технический уровень, аналог, прототип, эквивалент, качественные показатели, количественные параметры, интегральный коэффициент.

The method of assessment of technical level of mechatronic modules at their design on the base of integral coefficients, which include quantitative parameters and qualitative characteristics, and their property indexes, is suggested.

Keywords: mechatronic module; systems; complexes; technical level; analogue, prototype; equivalent; qualitative characteristics; quantitative parameters; integral coefficient.

Поступательное развитие от механики к электромеханике и далее к мехатронике и мехатронным системам обусловлено в первую очередь появлением новых микроэлектронных и информационных технологий. Мехатронные системы компонуют из модулей движения, мехатронных модулей (ММ) и интеллектуальных ММ. Данные функциональные элементы отличаются уровнем интеграции, их классифицируют по числу степеней подвижности (от 1 до >3), виду подвижности (поступательное, вращательное), а также по техническим показателям (развиваемая сила или момент, рабочий ход, быстродействие, точность) [1].

Модули движения и ММ являются базой для создания интеллектуальных ММ. Фундаментальному определению мехатроники в полной мере соответствуют только интеллектуальные ММ, которые содержат все три определяющие подсистемы. По сравнению с ММ движения они имеют аппаратно-встроенную компьютерную часть.

В дальнейшем ММ и мехатронные системы (МС) будут объединяться в мехатронные комплексы на базе единых интеграционных платформ. Цель создания таких комплексов — обеспечить одновременно высокую производительность и гибкость технико-технологической среды путем возможной реконфигурации.

Сегодня создание МС немыслимо без новых информационных технологий автоматизированного проектирования, компьютерного моделирования и современных систем управления. Особую роль в развитии мехатроники играют интеллектуальные технологии, и в частности приложения к задачам управления функциональными движениями. Отличительной чертой интеллектуальных технологий является возможность системной обработки знаний [2]. Построение компьютерного управления МС на основе интеллектуальных технологий позволяет выполнять сложные движения высокого качества в условиях интенсивного изменения управляющих и возмущающих воздействий и неполной информации о внешней среде и рабочих объектах.

Применение МС и ММ обеспечивает следующее [3]:

исключение многоступенчатого преобразования энергии и информации, упрощение кинематических цепей, что обеспечивает высокую точность и улучшенные динамических характеристик технических систем (ТС);

уменьшение массогабаритных показателей ТС ввиду конструктивной компактности модулей;

возможность объединения ММ в сложные МС и комплексы, обеспечивающие быструю реконфигурацию;

относительно низкую стоимость установки, настройки и технического обслуживания ТС благодаря модульности конструкции, унификации аппаратных и программных средств;

выполнение сложных движений благодаря адаптивному и интеллектуальному управлению.

Высокая точность, быстродействие, сложное перемещение выходного звена в пространстве и по времени определяются технологической постановкой задачи управления. При этом необходимо координировать управление пространственным перемещением МС с управлением различными внешними процессами: регулирование силового взаимодействия рабочего органа машины на объект при механической обработке, управление дополнительными технологическими воздействиями (тепловыми, электрическими, электрохимическими) при комбинированных методах обработки, управление вспомогательным оборудованием комплекса (конвейерами, загрузочными устройствами).

ММ используют в качестве конструктивных элементов при компоновке многомерных мехатронных машин и комплексов. Во многих случаях

частота вращения выходного вала мотор-редуктора должна изменяться, что можно достичь применением механических вариаторов, позволяющих регулировать частоту вращения, или электронных устройств, изменяющих частоту вращения вала электродвигателя. Каждый из данных способов имеет свои преимущества и недостатки, применяют их в зависимости от решаемых конструктивных и технологических задач.

Мехатронные изделия конструктивно и функционально являются самостоятельными изделиями, включающие в себя механическую, электрическую (электротехническую) и информационную части, которые можно использовать автономно и в различных комбинациях с другими модулями [1].

С развитием электронных технологий, позволяющих создать миниатюрные датчики и электронные блоки для обработки их сигналов, в ММ движения появились электронные и информационные устройства, что является их главным отличительным признаком от модулей движения.

Для создания современных технологических машин для автоматизированного машиностроения, необходимы разные ММ движения, которые должны обеспечивать: высокую точность исполнительных движений, надежность, долговечность, работу при различных возмущениях и в широком диапазоне температур окружающей среды. Кроме того, они должны иметь значительно меньшие массогабаритные показатели по сравнению с обычным электроприводом.

Требования к развиваемым усилиям, точности и скорости исполнительных движений определяются особенностями автоматизируемой технологической операции, а минимизация размеров ММ движения — встраиванием их в технические системы. Попытка синтеза ММ движения из имеющихся в наличии серийно выпускаемых компонентов может привести к технически и экономически неэффективным решениям. Поэтому целесообразно проектировать специализированные ММ движения с учетом их назначения.

ММ движения — функциональные элементы, из которых компонуют сложные МС. Потребительская стоимость или полезность мехатронных устройств определяются их назначением, технической характеристикой, а также такими показателями, как эстетичность и эргономичность. Чем выше показатели, отражающие полезность товара (потребительную стоимость), и ниже меновая стоимость (цена изделия), тем выше его конкурентоспособность.

Была поставлена задача — разработать методику оценки технического уровня ММ и их выбора. Поставленная задача решалась на основании системного анализа, который состоит из процедур: измерение, оценка, понятие решений. При этом такие компоненты системного анализа, как вход, процесс и выход должны рассматриваться совместно.

При создании конкурентоспособного технического устройства (ТУ) следует использовать комплекс взаимосвязанных методов, совместное применение которых обеспечит получение наиболее правильного решения [3]. Такими основными методами являются: выбор аналога ТУ; оценка его технического уровня; моделирование нового ТУ; экономическое обоснование целесообразности его создания; определение областей его эффективного применения.

Рассмотрим основные понятия, которые положены в основу поиска и сравнения ТУ. Такое понятие, как "подобие", в зависимости от степени отличия основных свойств ТУ может иметь следующие значения [4]: аналог, прототип, эквивалент, каждое из которых определяет степень совпадения показателей основных свойств ТУ. Очевидно, что для корректного и объективного определения перечисленных понятий необходимо однозначно классифицировать ТУ по упорядоченной совокупности характеристик.

Любое ТУ можно характеризовать двумя множествами характеристик: качественными (неизмеряемыми) и количественными (измеряемыми), каждое из которых состоит соответственно из n и m числа показателей и параметров, их сумма составляет полное множество характеристик, отражающих основные свойства ТУ.

Технические устройства будут подобными, если их множества качественных (n) и количественных (m) характеристик основных свойств не отличаются, следовательно, для ТУ справедливы следующие определения:

1) эквивалент — ТУ, у которого элементы множеств и качественных, и количественных характеристик основных свойств не отличаются, т. е. имеет место полное совпадение;

2) прототип — ТУ с минимальным числом отличающихся элементов множеств качественных и количественных характеристик основных свойств, т. е. максимальное их число совпадает;

3) аналог — ТУ с максимальным числом отличающихся элементов множеств качественных и количественных характеристик основных свойств.

Данный способ выбора аналога предполагает математические операции над множествами информационных массивов и программный поиск аналогов по таблицам фактографических данных.

Оценка технического уровня ТУ осуществляется на базе массива исходных данных — элементов множеств качественных и количественных характеристик основных свойств ТУ. При разработке метода были сформулированы требования: универсальность и минимизация объема информации.

Данный метод базируется на трех определениях:

1. Элементы множества качественных (n) и количественных (m) характеристик формируют N-векторное пространство.

2. Множество m_1 характеристик ТУ не менее предпочтительно множеству m_2 характеристик ТУ, если оно не имеет ни одного большего значения.

3. Диапазон значений характеристик определяется лучшими (минимальными или максимальными) величинами.

Технический уровень ТУ определяется эффективностью ее применения. Следовательно, из множества сравниваемых единиц ТУ при одинаковом эффекте от их применения и при равных условиях эксплуатации технический уровень выше у ТУ, которое обеспечивает наименьшие затраты. Технический уровень ММ характеризуется такими показателями, как производительность, точность, надежность, стоимость, материалоемкость, энергоемкость. При проведении оценки технического уровня ММ необходимо определить модель соответствия — технико-экономические показатели и показатели технического уровня.

При выборе аналога ММ необходимо учитывать следующее:

одинаковые назначение и область применения;

крутящий момент для аналога может быть выше крутящего момента оцениваемого ТУ, но не более, чем на 15 %; выбор аналога с меньшим крутящим моментом может заложить резерв повышения некоторых параметров, причем, чем меньше крутящий момент аналога, тем больше резерв;

рабочая зона обслуживания является важным параметром ММ, который в основном определяется кинематической структурой.

Такие характеристики, как назначение и область применения могут не иметь четких границ, так как в информационных данных часто приводят преднамеренно широкие диапазоны.

Главная задача проектирования ММ — получить технологическое решение в пределах одного размера рабочей зоны с наибольшим эффектом по быстродействию, наименьшей траектории перемещения, минимальных затратах мощности, металлоемкости, числу подвижных звеньев и при наиболее простом управлении. При выборе аналога есть четкие данные: способ установки (напольный, встроенный, подвесной), возможность или отсутствие перемещения (стационарный, подвижный).

Оценка технического уровня ТУ представляет собой совокупность операций, включающих в себя выбор перечня показателей, характеризующих техническое совершенство, определение их значений и сопоставление с базовыми образцами [4]. Оценка технического уровня ТУ может осуществляться с помощью единичных, комплексных, определяющих и интегральных показателей качества.

Сопоставление ТУ по единичным, комплексным и удельным показателям не дает однозначной и объективной оценки их технического уровня. Поэтому необходима разработка интегральных показателей [3, 4].

ГОСТ 25378—82 устанавливает основные характеристики и значимые свойства ММ, которые обусловливают функциональные показатели, т. е. их ***количественные характеристики*** [3]:

развиваемые максимальный и минимальный моменты $M_{\max}$ и $M_{\min}$, Н · м;

рабочий ход (максимальный и минимальный) $R_{\max}$ и $R_{\min}$, м;

угол поворота (максимальный и минимальный) $V_{\max}$ и $V_{\min}$, градус;

точность позиционирования, %: линейная $\Delta_{\text{лин}}$ и угловая $\Delta_{\text{угл}}$;

скорость перемещения рабочего органа V_r, м/с;

частота вращения W_r, $с^{-1}$;

суммарная мощность приводов N_Σ, кВт;

масса без учета вспомогательных устройств G_m, кг;

габаритные размеры $H \times B \times L$, м;

диаметр выходного вала D_v, мм;

быстродействие T_t, м/с;

энергопотребление Э, кВт;

ресурс N_t, ч;

уровень шума V_v, дБ.

В табл. 1 представлен перечень ***качественных характеристик*** ММ, отражающих их функциональные свойства. Такие показатели, как быстродействие и точность определяют производительность и качественное состояние ТУ. Энергопотребление, показатель использования рабочего пространства, энергопотребление, энергоемкость и материалоемкость определяют производственные и эксплуатационные затраты за весь жизненный цикл изделия.

В соответствии с ГОСТ 15467—79 "Управление качеством продукции. Основные понятия. Термины и определения" коэффициенты технического или технико-экономического уровня в настоящее время уже не обеспечивают объективную и достоверную оценку технического уровня ММ. Поэтому для оценки технического уровня ММ были предложены следующие ***комплексные показатели***, которые объективно отражают их свойства и техническое состояние:

1. ***Коэффициент полезного использования рабочего пространства:***

$$K_{vr} = \left(\frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\max}}\right) + \left(\frac{R_{\max} - R_{\min}}{R_{\max}}\right):$$

для прямоугольной системы координат

$$K_{vr} = \frac{V - v}{V};$$

для угловой системы координат

$$K_{ur} = \frac{R - r}{R},$$

где V_{max}, R_{max} и V_{min}, R_{min} — максимальные, минимальные объем и размер рабочей зоны.

2. ***Коэффициент удельной производительности*** ММ, работающих в прямоугольной, угловой и цилиндрической системах координат, в том числе портальных, мостовых, консольных:

$$K_{\omega r} = \frac{M_{max}\left(W_r \frac{D_v}{2} + V_r\right) K_{vr}}{(\Delta_{уг} + \Delta_{лин})100}.$$

Тогда для прямоугольной системы координат

$$K_{\omega r} = \frac{Mv}{\Delta}, \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}};$$

для цилиндрической, сферической и угловой систем координат

$$K_{\omega r} = \frac{Mv R}{\Delta}.$$

Таблица 1

Качественные характеристики ММ

Характеристика	Варианты
1. Система координат	Прямоугольная Цилиндрическая Сферическая
2. Способ установки	Напольный Встроенный Подвесной
3. Степень подвижности	Стационарный Мобильный Подвижный
4. Число степеней подвижности	1 2, 3 >3
5. Система управления	Цикловая Позиционная Контурная
6. Способ программирования	Обучаемый Аналитический
7. Вид привода	Электрический Пневматический Гидравлический Другой
8. Датчики	Отсутствуют Контактные Бесконтактные
9. Надежность	$T_O \geq 500$ ч, $T_B \leq 10$ ч, $K_{ТИ} \geq 0{,}97$; $T_O < 500$ ч, $T_B \geq 10$ ч, $K_{ТИ} < 0{,}97$
10. Универсальность	Самостоятельный Встроенный в узел Сложный механизм
11. Показатель компактности (габаритные размеры, число элементов, масса)	Конкретные значения
12. Вид передачи	Ременная Цепная Зубчатая
13. Вид подвижности	Поступательный Вращательный
14. Область применения	Станкостроение Приборостроение Медицина
15. Эксплуатационные свойства	Пылезащищенность Влагозащищенность
16. Вид эксплуатационной среды	Возмущающая Технологическая

3. ***Коэффициент полезного использования мощности:***

$$K_{nv} = \frac{M_{max}\left(W_r \frac{D_v}{2} + V_r\right)^2}{2\Sigma N},$$

для прямоугольной системы координат

$$K_{nv} = \frac{MV^2}{2N}, \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{Вт}}.$$

4. ***Коэффициент удельного энергомомента:***

$$K_{nm} = \frac{M}{N} = \frac{M_{max}}{\Sigma N}, \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{Вт}}. \quad (4)$$

5. ***Коэффициент удельного момента:***

$$K_{mg} = \frac{M}{G} = \frac{M_{max}}{G_m}, \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}}. \quad (5)$$

6. ***Коэффициент удельной энергоемкости:***

$$K_{ng} = \frac{MV^2}{2G} = \frac{M_{max}\left(W_r \frac{D_v}{2} + V_r\right)^2}{2G_m}, \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{кг}}. \quad (6)$$

Для интегральной оценки технического уровнях ММ предлагается использовать ***интегральные характеристики***, полученные на базе положений, изложенных в работе [4], что повышает качество оценки их технического уровня, так как повышает чувствительность к диапазону изменения каждого составляющего параметра интегрального показателя.

Из вышеперечисленных комплексных показателей (коэффициентов) складываются ***интегральные коэффициенты технического уровня ММ:***

1. ***Коэффициент быстродействия и точности:***

$$K_{\Sigma m} = K_{\omega r} K_{nv} K_{mg} K_{nm} K_{ng}.$$

Таблица 2

Мехатронные модули и проектируемые виртуальные модели

Модуль, модель	Вид	Изготовитель
1. ПД605	ММ	ООО "КБ мехатроники"
2. SGLGW	Серводвигатель	Omron-Yaskawa
3. RAN 28	ММ	Bonfiglioli Grup
4. 9IDGC-60WH	Мотор-редуктор	НПФ Электро-привод
5. СПШ 20-23017	Интегрированный сервопривод	ЗАО "ЗМИ"
6. ШМ-2	Сервопривод линейного перемещения	
7. $ММ_{min}$ 8. $ММ_{max}$ 9. $ММ - M_N$ 10. $ММ_{\sigma}$ 11. $ММ - (M_N + 3\sigma)$ 12. $ММ - (M_N - 3\sigma)$	ММ	—

2. ***Коэффициент энергоемкости и энергопотребления:***

$$K_{\Sigma nv} = K_{nv}K_{nm}.$$

3. ***Коэффициент материалоемкости:***

$$K_{\Sigma g} = K_{mg}K_{ng}.$$

4. ***Коэффициент технического уровня:***

$$K_{\Sigma n} = K_{\omega r}K_{nv}K_{nm}K_{vr}K_{mg}K_{ng}.$$

Интегральную характеристику технического уровня ММ по неизмеряемым показателям определяют как средневзвешенное значение суммы произведений всех показателей:

$$K_{\Sigma H} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{i=n} M_i G_i}{\sum\limits_{i=1}^{i=n} M_i}.$$

Максимальное значение интегральной характеристики $K_{\Sigma H} = 10$, минимальное равно нулю.

Суммарная интегральная характеристика по измеряемым и неизмеряемым показателям, определяющие технический уровень ММ, будет иметь вид:

$$K_{\Sigma} = K_{\Sigma n}K_{\Sigma N}.$$

Для оценки конкурентоспособности ММ кроме технических характеристик и эксплуатационных показателей следует учитывать их стоимость, следовательно, получим выражение

$$K_{\Sigma O} = \frac{K_{\Sigma n}K_{\Sigma H}}{C_{\text{р}}},$$

где $C_{\text{р}}$ — стоимость ММ.

В табл. 2 приведены некоторые выпускаемые ММ и проектируемые виртуальные модели (ВМ), составляющие базу исходных данных для определения направлений проектирования новых модулей, параметры которых сформированы путем виртуального синтеза.

В табл. 3 и 4 для исследуемых ММ и ВМ приведены коэффициенты значимости M_i и весомости q_i для определения по зависимости (2) значение коэффициента $K_{\Sigma H}$. В табл. 5 приведены значения качественных характеристик рассматриваемых ММ

Таблица 3

Коэффициенты значимости M_i качественных характеристик ММ и ВМ

Качественная характеристика	Номер ММ или ВМ в соответствии с табл. 2											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1. Система координат	7	5	7	6	6	9	5	9	6,7	0,1	7,0	6,4
2. Способ установки	5	7	6	8	5	6	5	8	6,2	0,1	6,5	5,9
3. Степень подвижности	4	6	1	7	3	3	1	7	4,0	0	4,0	4,0
4. Число степеней подвижности	3	4	4	5	2	5	2	5	3,8	0,1	4,1	3,5
5. Система управления	6	3	3	4	3	6	3	6	4,2	0,1	4,5	3,9
6. Способ программирования	1	1	2	2	4	8	1	8	3	0	3	3
7. Вид привода	2	2	5	3	8	6	3	8	4,3	0,1	4,6	4,0
8. Датчики	8	8	8	1	1	7	1	8	5,5	0	5,5	5,5
9. Надежность	9	9	9	9	9	9	9	9	9	0	9	9
10. Универсальность	5	6	4	4	1	6	1	6	4,3	0,1	4,6	4,0
11. Показатели компактности (габаритные размеры, число элементов, масса)	8	2	2	9	2	9	2	9	5,3	0,1	5,6	5,0
12. Вид передачи	7	5	9	1	3	5	1	9	5	0	5	5
13. Вид подвижности	6	7	5	6	7	8	5	8	6,5	0	6,5	6,5
14. Область применения	3	1	7	5	2	2	1	7	3,3	0,1	3,6	3,0
15. Эксплуатационные свойства	1	6	3	9	7	6	1	9	5,3	0,1	5,6	5,0
16. Вид эксплуатационной среды	2	4	1	3	3	8	1	8	3,5	0	3,5	3,5

Таблица 4

Коэффициенты весомости g_i качественных характеристик ММ и ВМ

Качественная характеристика	Вариант	Номер ММ или ВМ в соответствии с табл. 2											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1. Система координат	Прямоугольная	0	7	0	0	0	7	0	8	2,3	0,4	3,5	1,1
	Цилиндрическая	8	0	7	6	8	0			4,8	0,1	5,1	3,9
	Сферическая	0	0	0	0	0	0			0	0	0	0
2. Способ установки	Напольный	6	6	8	0	0	6	5	9	4,3	0,1	4,6	4,0
	Встроенный	7	7	7	7	9	5			7,0	0	7,0	7,0
	Подвесной настенный	0	5	0	0	0	0						
	Подвесной портальный	0	5	0	6	0	0			0,9	0,1	1,2	0,6
	Подвесной мостовой	0	0	0	0	0	0						
3. Степень подвижности	Стационарный	9	6	9	7	7	6	6	9	7,3	0,1	7,6	7,0
	Подвижный	0	8	5	5	5	8			5,2	0,1	5,5	4,9
	Мобильный	0	9	0	3	6	9			4,5	0	4,5	4,5
4. Число степеней подвижности	≤ 1	6	6	0	8	8	7	0	8	5,8	0,6	7,6	4
	2, 3	0	0	8	0	0	0			1,3	0,4	2,5	0,1
	≥ 3	0	0	0	0	0	0			0	0	0	0
5. Система управления	Цикловая	7	0	0	0	0	0	0	9	1,2	0,1	1,5	0,9
	Позиционная	0	5	7	0	0	0			2,0	0	2,0	2,0
	Контурная	0	7	0	7	9	8			5,2	0,1	5,5	4,9
6. Способ программирования	Обучаемый	0	0	0	0	0	0	5	8	0	0	0	0
	Аналитический	5	8	6	8	7	8			7,0	0	7,0	7,0
7. Вид привода	Пневматический	0	0	0	0	0	0	1	9	0	0	0	0
	Гидравлический	0	0	0	0	0	0			0	0	0	0
	Электрический	1	6	9	7	9	7			6,5	0,4	7,7	5,3
8. Датчики	Отсутствуют	0	0	0	0	0	0	5	8	0	0	0	0
	Контактные	8	5	7	0	6	6			5,3	0,1	5,6	5,0
	Бесконтактные	0	6	0	0	0	0			1,0	0	1,0	1,0
9. Надежность	$T_o \geq 500$ ч; $T_в \leq 10$ ч; $K_{ТИ} \geq 0{,}97$	9	8	8	8	8	8	8	9	8,2	0,1	8,5	7,9
	$T_o < 500$ ч; $T_в > 10$ ч; $K_{ТИ} < 0{,}97$	0	0	0	0	0	0			0	0	0	0
10. Универсальность	Самостоятельный	7	6	6	4	0	9	4	9	5,3	0,1	5,6	5,0
	Встроенный в узел	5	4	8	8	8	7			6,7	0,1	7,0	6,4
	Сложный механизм	0	3	2	1	7	0			2,2	0,1	2,5	1,9
11. Показатели компактности (габаритные размеры, число элементов, масса)	Габаритные размеры	6	3	6	8	6	8	1	8	6,2	0,1	6,5	5,9
	Число элементов	6	3	5	6	7	7			5,7	0,1	6,0	5,4
	Масса	4	1	1	2	8	6			3,7	0,1	4	3,4
12. Вид передачи	Ременная	0	9	0	0	0	0	0	9	1,5	0	1,5	1,5
	Цепная	6	0	0	0	0	0			1,0	0	1,0	1,0
	Зубчатая	8	0	2	8	9	5			5,3	0,1	5,6	5,0
13. Вид подвижности	Поступательное	0	8	0	0	0	6	0	10	2,3	0,1	2,6	2,0
	Вращательное	7	0	10	7	8	0			5,3	0,1	5,6	5,0
14. Область применения	Станкостроение	0	5	8	8	7	6	0	8	5,7	0,1	6,0	5,4
	Приборостроение	0	8	0	3	0	4			2,5	0	2,5	2,5
	Машиностроение	8	5	0	5	8	0			4,3	0,1	4,6	4,0
15. Эксплуатационные свойства	Пылезащищенность	6	6	7	8	7	8	6	8	7,0	0	7,0	7,0
	Влагозащищенность	8	0	6	8	5	6			5,5	0	5,5	5,5
16. Вид эксплуатационной среды	Возмущающая	1	5	5	3	5	6	1	6	4,2	0,1	4,5	3,9
	Климатическая	6	6	6	5	0	5			4,7	0,1	5,0	4,4

Таблица 5

Значения количественных характеристик ММ и ВМ

Номер ММ или ВМ в соответствии с табл. 2	M_{max}, Н · м	M_{min}, Н · м	V_{max}, градус	V_{min}, градус	R_{max}, м	R_{min}, м	$\Delta_{лин}$, %	$\Delta_{угл}$, %	V_r, м/с	W_r, $с^{-1}$	D_V, мм	G_m, кг	N_Σ, кВт	$C_р$
1	110	12,50	360,0	30,00	0	0	0	0,10	0,88	55	0,032	8,60	50	7,2
2	140	10,00	0	0	1400	200	0,07	0	1,30	0	0	14,20	80	15,5
3	150	8,00	360,0	20,00	0	0	0	0,08	1,00	100	0,020	11,10	70	7,3
4	160	25,00	360,0	17,00	0	0	0	0,09	1,02	85	0,024	10,90	75	7,9
5	180	12,00	360,0	15,00	0	0	0	0,05	0,81	90	0,018	9,90	60	7,8
6	110	20,00	0	0	500	50	0,06	0	1,40	0	0	11,5	65	8,3
7	110	8,00	110,0	8,00	360	15	500	50	0,06			0,05	0,81	8,6
8	180	25,00	180,0	25,00	360	30	1400	200	0,07			0,10	1,40	11,5
9	141,7	14,60	141,7	14,60	240,0	13,7	316,7	41,7	0,02			0,19	1,07	11,03
10	27,9	6,53	27,9	6,53	185,9	11,78	567,2	80,10	0,03			0,35	0,23	1,87
11	225,3	34,20	225,3	34,20	797,7	49,0	2018,1	282,0	0,12			1,24	1,77	16,64
12	58,1	−5,00	58,1	−5,00	−317,7	−21,7	−1384,8	−198,6	−0,08			−0,86	0,37	5,43

Таблица 6

Значения интегральных коэффициентов и характеристик технического уровня ММ и ВМ

Номер ММ или ВМ в соответствии с табл. 2	Интегральные коэффициенты						Интегральные характеристики			
	K_{vr}	$K_{\omega r}$	K_{nv}	K_{nm}	K_{mg}	K_{ng}	$K_{\Sigma M}$	$K_{\Sigma NV}$	$K_{\Sigma G}$	$K_{\Sigma N}$
1	0,92	8,87	0,85	2,20	12,79	4,95	1053,40	1,87	63,35	965,61
2	0,86	22,29	1,48	1,75	9,86	8,33	4736,91	2,59	82,14	4060,21
3	0,94	17,71	1,07	2,14	13,51	6,76	3712,28	2,30	91,31	3506,04
4	0,95	17,28	1,11	2,13	14,68	7,64	4584,74	2,36	112,09	4368,23
5	0,96	27,95	0,98	3,00	18,18	5,96	8947,49	2,95	108,45	8574,68
6	0,90	23,10	1,66	1,69	9,57	9,37	5813,16	2,81	89,66	5231,85
7	0,55	4,90	0,48	1,47	9,57	3,14	103,79	0,71	30,01	57,09
8	1,00	50,40	3,53	3,60	20,93	20,51	274 942,97	12,70	429,31	274 942,97
9	0,922	19,533	1,192	2,152	13,098	7,168	4808,00	2,48	91,17	4451,10
10	0,037	6,531	0,312	0,468	3,210	1,610	2588,37	0,39	17,85	2482,54
11	1,033	39,126	2,126	3,557	22,729	12,000	12 573,10	3,65	143,73	11 898,71
12	0,810	−0,060	0,257	0,746	3,468	2,337	−2957,11	1,31	37,60	−2996,50

Таблица 7

Значения обобщенных интегральных показателей технического уровня ММ и ВМ

Номер ММ или ВМ в соответствии с табл. 2	Номер качественной характеристики по табл. 2																Интегральные характеристики		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	$K_{\Sigma H}$	K_Σ	$K_{\Sigma O}$
1	56	35	36	18	42	5	20	64	81	25	48	42	42	24	8	12	7,25	7000,69	0,97
2	35	35	48	24	15	8	12	48	72	36	6	45	56	8	36	24	6,70	27 208,69	1,76
3	49	48	9	32	21	12	45	56	72	32	12	18	50	56	21	6	7,09	24 857,84	3,40
4	36	56	49	40	28	16	21	0	72	36	72	8	42	40	72	15	7,35	32 106,53	4,06
5	48	45	21	16	27	28	72	6	72	8	16	27	56	16	49	15	7,91	67 825,72	8,69
6	63	36	27	35	48	64	42	42	72	54	72	25	48	12	48	48	7,14	37 355,38	4,50
7	0	25	6	0	0	5	3	5	72	4	6	0	0	0	6	1	3,50	199,80	0,013
8	72	72	63	40	54	64	72	64	81	54	72	81	80	56	72	48	8,48	2 331 516,38	323,64
9	47,8	42,5	31,7	27,5	30,2	22,2	35,3	36,0	73,5	31,8	37,7	27,5	49,0	26,0	39,0	20,0	7,2	32 725,8	3,9
10	10,9	8,6	15,7	9,7	12,5	22,0	22,2	26,7	3,7	15,1	30,3	14,1	6,3	18,5	22,6	14,9	0,4	20 039,69	2,71
11	80,8	68,4	78,8	56,5	67,8	88,2	102,0	116,0	84,5	77,1	128,6	69,8	67,9	81,6	106,9	64,7	8,4	92 844,9	12,0
12	14,9	16,6	−15,5	−1,5	−7,5	−43,8	−31,3	−44,0	62,5	−13,5	−53,3	−14,8	30,1	−29,6	−28,9	−24,7	6,1	−27 393,3	−4,2

УДК 621.914.32

В. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), П. В. ЛУШНИКОВ (ОАО "Корпорация "Московский институт теплотехники"), e-mail: Yurkevich35@gmail.com

Влияние дисбаланса на работу шпинделя металлообрабатывающего станка

На специальном стенде определены вибрационные характеристики и траектории оси шпинделя металлообрабатывающего станка. Установлено, что увеличение дисбаланса ведет к увеличению вибраций, амплитуды колебаний значений при измерениях виброперемещения, виброскорости, виброускорения оси шпинделя и диаметра базовой окружности.

Ключевые слова: ось шпинделя, дисбаланс, виброперемещение, виброскорость, виброускорение, траектория.

The vibrational characteristics and trajectories of spindle axis of a metal working machine are defined on special bench. It ls determined, that increase in disbalance leads to increase in vibrations, amplitude values of vibrodisplacements, vibrovelocities, vibroaccelerations of spindle axis and base circle diameter.

Keywords: spindle axis; disbalance; vibrodisplacement; vibrovelocity; vibroacceleration; trajectory.

При работе металлообрабатывающих станков возникают большие вибрации. Основная часть динамических нагрузок создается неуравновешенными силами инерции вращающихся узлов станка [1]. В работах [2—4], посвященных колебаниям в металлообрабатывающих станках, приведены результаты исследований автоколебаний в низкочастотном диапазоне, по которым были изучены механизмы их возникновения и созданы методы исследования динамических систем металлообрабатывающих станков для оценки их устойчивости к возникновению автоколебаний.

В общем случае для любого шпинделя характерны дисбалансы (D_1, D_2, ..., D_n) в разных плоскостях вращения. Применительно к шпинделю металлообрабатывающего станка следует рассматривать векторную систему, состоящую из неуравновешенностей инструмента, устройства его закрепления в шпинделе и самого шпинделя, а также из смещений в стыках этих узлов.

Сумма этих векторов представляет собой вектор, перпендикулярный к оси шпинделя, проходящий через центр его масс и определяемый выражением

$$F_u = [(m_s + m_k + m_i)e_s + (m_k + m_i)e_k + m_i e_i]\omega^2, \quad (1)$$

где m_s, m_k и m_i — неуравновешенные массы соответственно шпинделя, устройства крепления инструмента и самого инструмента; e_s, e_k и e_i — эксцентриситеты центров тяжести этих узлов.

Силы от неуравновешенных вращающихся масс, входящие в формулу (1), как правило, не лежат в одной плоскости, поэтому суммировать их следует как векторные величины.

Исследование влияния дисбаланса на работу шпинделя проводили на стенде [4—6], используя для этого имитатор шпинделя (далее — шпиндель), установленный на двух опорах. Шпиндель приводится во вращение с помощью электродвигателя через клиноременную передачу. Частота вращения шпинделя n = 1470 мин$^{-1}$. В опорах шпинделя установлены два радиально-упорных роликоподшипника 30205 с параметрами: диаметр отверстия внутреннего кольца — 25 мм; наружный диаметр внешнего кольца — 52 мм; ширина внешнего кольца — 15 мм; число роликов — 16.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 34)

и ВМ, в табл. 6 — результаты расчетов интегральных коэффициентов и характеристик, определяющих их технический уровень сравниваемых, а в табл. 7 — значения обобщенных интегральных показателей, характеризующих конкурентоспособность сравниваемых ТУ.

Таким образом, предложенные комплексные интегральные показатели позволяют выполнять многокритериальную оценку ММ при выборе и определять направления оптимизации их параметров при проектировании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев Ю. В.** Основы мехатроники. М.: МГТУ "Станкин", 2000. 80 с.

2. **ГОСТ 15467—79.** Управление качеством продукции. Основные понятия, термины и определения. М.: Изд-во стандартов. 1979.

3. **Егоров О. Д., Подураев Ю. В.** Мехатронные модули. Расчет и конструирование. М.: МГТУ "Станкин", 2004. 360 с.

4. **Кузнецов А. П., Гришин Б. В.** Основные методические положения оценки технического уровня промышленных роботов. М.: ВНИИТЭМР, 1990. 46 с.

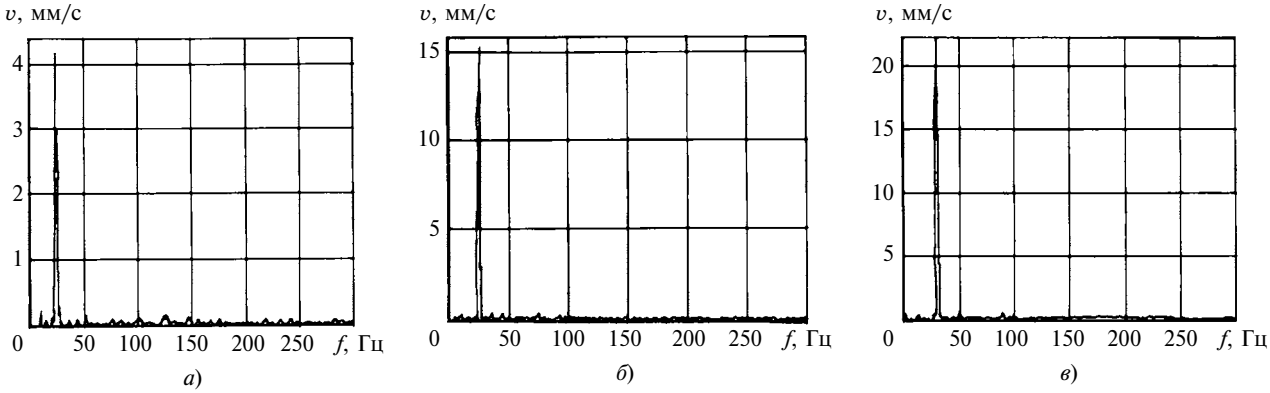


Рис. 1

Величину дисбаланса изменяли установкой на диски шпинделя грузов разной массы $m_г$ в виде болтов с гайками. Испытания проводили для четырех вариантов действующего дисбаланса: вариант 1 — грузы не устанавливали; варианты 2, 3 и 4 устанавливали грузы соответственно с $m_г$ = 34; 108 и 160 г, т. е. дисбалансы составили 2074, 6590 и 9880 г · мм.

Положение оси шпинделя фиксировали с помощью двух бесконтактных датчиков перемещения, установленных под углом 90° [7, 8]. Сигналы от датчиков перемещения подаются на плату входа-выхода L-761 и далее на компьютер. Методы обработки экспериментальных данных и построения траекторий перемещения оси шпинделя подробно изложены в работах [8, 9].

Для измерения вибраций на одной из опор шпинделя устанавливали два акселерометра под углом 90°. Для измерения вибрационных характеристик использовали прибор Агат-М, предназначенный для измерения параметров вибрации и частот вращения, а также для спектрального анализа вибрационных сигналов с целью диагностики технического состояния технологического оборудования.

Прибор Агат-М подсоединили к компьютеру, что позволило обрабатывать полученные сигналы с помощью разработанного фирмой "Диамех 2000" программного обеспечения Диамант-2, которое предназначено для системы прогнозируемого обслуживания механического оборудования и обеспечивает максимальную автоматизацию проведения периодических обследований: ввод данных в базу данных компьютера и их анализ; формирование различных протоколов и отчетных материалов; все основные функции управления базами данных.

При испытаниях определяли спектры виброперемещения S, виброскорости v и виброускорения a. На рис. 1, *а—в* приведены результаты измерений спектров виброскорости для дисбалансов, соответствующих вариантам 2—4.

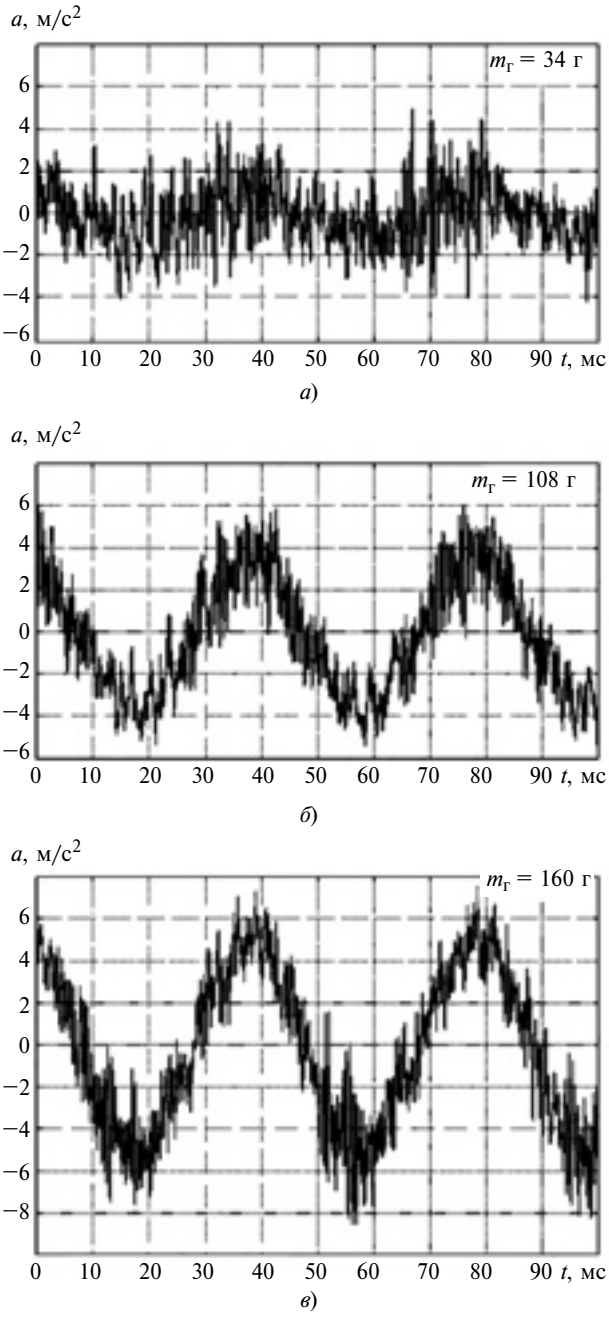
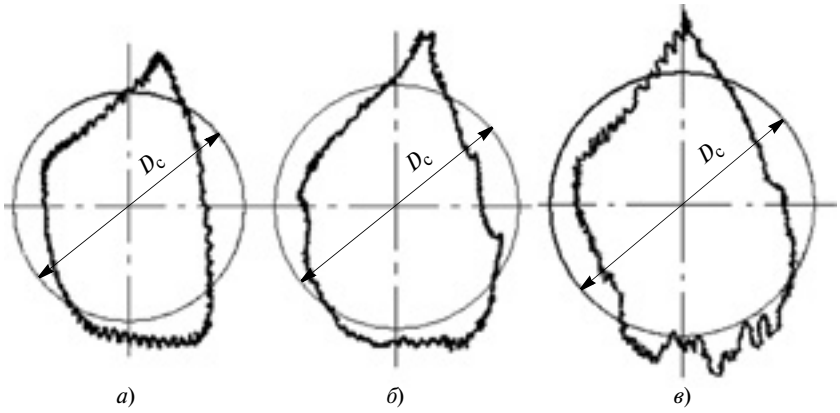


Рис. 2

Анализ спектров виброскорости показал: все спектры имеют по одному пику при частоте колебаний $f = 24{,}5$ Гц, соответствующей частоте n вращения шпинделя. Амплитуда A_v пика при различных дисбалансах — разная. Увеличение дисбаланса приводит к увеличению как общего уровня вибраций (т. е. всех измеряемых параметров — S, v, a) (табл. 1), так и максимальных амплитуд A_S, A_v, A_a колебаний (табл. 2) при измерениях виброперемещения S, виброскорости v и виброускорения a.



а) *б*) *в*)

Рис. 3

Сравнение амплитуд A_S колебаний виброперемещений для разных дисбалансов показало, что они связаны практически линейной зависимостью. При максимальном дисбалансе, равном 9880 г · мм, амплитуда виброперемещения была очень большой — 400 мкм, что также свидетельствует о необходимости балансировки шпиндельного узла.

На рис. 2, *а*—*в* представлены временны́е зависимости сигналов виброускорения для дисбалансов вариантов 2—4. При увеличении массы $m_г$, т. е. дисбаланса, амплитуда низкочастотных колебаний возрастает, а высокочастотных — снижается.

Результаты измерения траекторий оси шпинделя представлены на рис. 3, *а*—*в* для дисбалансов вариантов 2—4. Траектории для разных дисбалансов отличаются друг от друга как по форме, так и по размерам. При увеличении дисбаланса траектория увеличивается (см. рис. 3, *б*, *в*) и приобретает пилообразную форму (см. рис. 3, *в*). В качестве количественного показателя траекторий оси шпинделя используют диаметр D_c базовой окружности, который рассчитывают по стандарту DIN ISO1101 (вариант LSC) [9]. Сравнение диаметров базовой окружности для разных дисбалансов показало, что при изменении дисбаланса от 2074 до 9880 г · мм диаметр базовой окружности увеличивается на 15 мкм.

Таким образом, можно измерять дисбаланс по диаметру базовой окружности траектории оси шпинделя. Если станок оборудован системой измерения траекторий оси шпинделя, то можно в автоматическом режиме оперативно контролировать дисбаланс системы "шпиндель — устройство крепления инструмента — инструмент".

Таблица 1

Вариант дисбаланса	S, мкм	v, мм/с	a, м/с^2
1	8,2	0,5	0,8
2	81,2	4,3	1,1
3	285,0	15,6	3,3
4	411,0	22,6	4,9

Таблица 2

Вариант дисбаланса	A_S, мкм	A_v, мм/с	A_a, м/с^2
1	9,5	0,5	0,23
2	80,0	4,3	0,85
3	270,0	15,0	3,20
4	400,0	22,5	4,70

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н., Козочкин М. П., Сабиров Ф. С.** Проблемы технической диагностики станочного оборудования на современном этапе развития // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 27—36.

2. **Юркевич В. В.** Определение точности обработки на токарном станке // СТИН. 1999. № 4. С. 15—17.

3. **Юркевич В. В.** К вопросу точности станков токарной обработки // Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 46—52.

4. **Юркевич В. В.** Исследование точности токарных станков методом построения виртуальной копии обрабатываемой поверхности // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 42—46.

5. **Юркевич В. В.** Точность станков фрезерной обработки // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 33—37.

6. **Юркевич В. В.** Контроль и диагностика процесса формообразования при обработке на токарных станках // Контроль. Диагностика. 2005. № 1. С. 45—50.

7. **Юркевич В. В.** Контроль точности токарной обработки // СТИН. 2004. № 10. С. 8—11.

8. **Юркевич В. В., Соколов А. В., Быков С. Ю.** Испытание точности сверления отверстий на фрезерном станке УФ-280 // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 50—54.

9. **Юркевич В. В.** Исследование точности токарных станков методом построения виртуальных копий обрабатываемой детали // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 42—46.

УДК 67.02

М. Г. ГАЛКИН, канд. техн. наук, А. С. СМАГИН (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
e-mail: a.s.smagin@mail.ru

Вероятностный расчет технологических размерных цепей с учетом колебаний значений технологических припусков

Рассматривается возможность прогнозирования эксплуатационных свойств обработанных поверхностей детали при проектировании технологического процесса механической обработки. Предложен вероятностный расчет припусков с учетом размерных связей и колебаний значений припусков на технологических переходах.

Ключевые слова: технологический процесс, вероятностный расчет, размерная цепь, замыкающее звено, исходный и производный графы, допуск, припуски.

The opportunity of forecasting of operational characteristics of machined part surfaces at design of machining operation process is considered. The probability calculation of allowances, taking into account dimension chains and tolerances of allowances on manufacturing steps, is suggested.

Keywords: manufacturing process; probability calculation; dimension chain; master link; initial and derivative graphs; tolerance; allowances.

При расчете технологических размерных цепей, кроме конструкторских размеров, как составляющее замыкающее звено необходимо рассматривать технологические припуски, колебания значений которых существенно влияют на производительность и стабильную точность механической обработки, особенно на чистовых и отделочных переходах. Основной недостаток определения технологических параметров методом полной взаимозаменяемости — высокая точность определения размера, соответствующая требованиям рабочего чертежа, но при этом не учитываются производственные погрешности.

Известно, что все производственные погрешности, возникающие на этапе обработки деталей, имеют случайный характер, т. е. их величина случайна. Следовательно, закон их распределения не зависит от значения каждой погрешности в отдельности. В этом случае для расчета колебаний значений технологических припусков целесообразнее использовать метод неполной взаимозаменяемости, основанный на законах теории вероятности. При вероятностном расчете малозвенных технологических размерных цепей будем использовать такие понятия, как математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение [1].

Тогда, определив для размера замыкающего звена малозвенной технологической цепи среднее квадратическое отклонение случайной величины, получим его поле допуска [2]:

$$T_\Delta = \frac{1}{\lambda_\Delta}\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n}\lambda_{L_i}^2 T_{L_i}^2}, \qquad (1)$$

где λ_Δ и λ_{L_i} — коэффициенты рассеяния замыкающего и составляющего звеньев.

Коэффициент λ_Δ определим по формуле [2]

$$\lambda_\Delta = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}}\left(3\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n}\lambda_{L_i}^2 T_{L_i}^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}^2}\right). \qquad (2)$$

Коэффициент λ_{L_i} определяется по теоретической кривой рассеяния действительных значений получаемого размера. В серийном производстве для распределения значений размера с достаточной точностью можно принять закон треугольника (рис. 1). Если рассеяние значений размера близко к данному закону, то можно принять $\lambda_{L_i}^2 = 1/6$ [2].

В качестве примера рассмотрим изготовление осесимметричной детали (рис. 2, *а*) из штучной заготовки, полученной штамповкой на предварительно настроенном горячештамповочном прессе. Эскиз заготовки с нумерацией обрабатываемых поверхностей по оси *X* представлен на рис. 3.

Анализ показал, что шероховатости поверхностей *1* и *2* (см. рис. 2, *а*, *б*), связанных линейным размером согласно схеме обработки черных металлов, предложенной проф. В. Д. Цветковым, на-

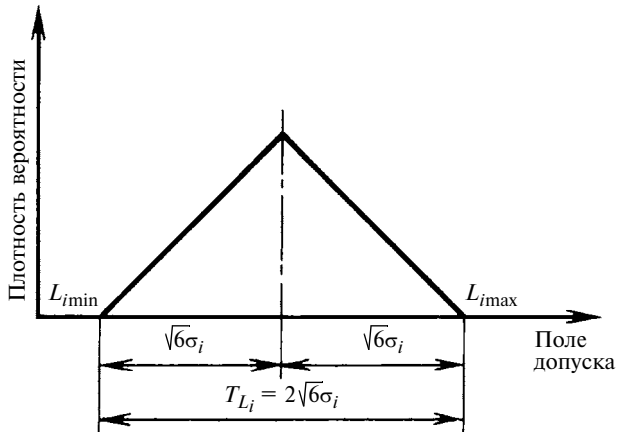


Рис. 1. Плотность вероятности появления значений размера

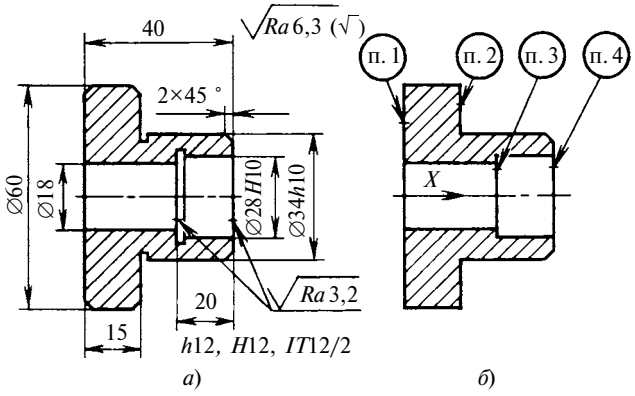


Рис. 2. Эскиз детали (*а*) и нумерация поверхностей по оси *X* (*б*)

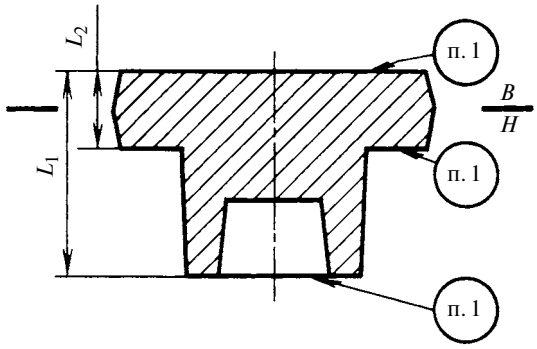


Рис. 3. Эскиз исходной заготовки

ходятся в пределах значений данного показателя качества для первого этапа обработки, т. е. обеспечивается $Ra = 6{,}3$ мкм. Шероховатость поверхностей *3* и *4* составляет $Ra = 3{,}2$ мкм, следовательно, для их обработки необходимо предусмотреть двукратное подрезание, а для остальных торцов — однократное.

Для моделирования процесса обработки торцевых поверхностей по оси *X* можно использовать размерную схему, представленную на рис. 4, на которой технологические размеры обозначены буквой L_i, конструкторские — K_i, минимальные припуски — $Z_{i\min}$ [3]. Номера торцевых поверхностей кратны десяти и возрастают по направлению оси *X*. На размерной схеме сначала проставляют размеры исходной заготовки, затем технологические размеры с припусками, последними указывают конструкторские размеры по рабочему чертежу (см. рис. 2, *а*).

Для удобства формализации расчета желательно создать математическую модель технологического процесса в виде исходного графа (рис. 5, *а*), описывающего связь замыкающих звеньев в виде конструкторских размеров K_i и минимальных припусков $Z_{i\min}$ и производного графа (рис. 5, *б*), описывающего взаимосвязь всех составляющих звеньев L_i, которые соответствуют технологическим размерам.

Используя модели, представленные на рис. 5, *а*, *б*, получим систему уравнений для соответствующего процесса обработки торцевых поверхностей [3]:

$$\begin{cases} -K_1 + L_5 = 0; \\ -K_2 + L_6 = 0; \\ -K_3 + L_8 = 0; \\ -Z_{1\min} + L_1 - L_3 = 0; \\ -Z_{2\min} - L_4 + L_3 = 0; \\ -Z_{3\min} - L_5 + L_4 = 0; \\ -Z_{4\min} - L_5 + L_3 - L_1 + L_2 = 0; \\ -Z_{5\min} + L_8 - L_5 + L_7 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Кроме конструкторских размеров роль замыкающих звеньев в системе уравнений (3) выполняют минимальные припуски $Z_{i\min}$, значения которых должны быть известны до выполнения расчета, и которые определяют аналитически или принимают по нормативным документам, исходя из средней точности обработки по экономическим аспектам. На втором этапе обработки имеем: $Z_{1\min} = 1{,}30$ мм; $Z_{2\min} = 0{,}90$ мм; $Z_{3\min} = 0{,}35$ мм; $Z_{4\min} = 1{,}3$ мм; $Z_{5\min} = 0{,}35$ мм.

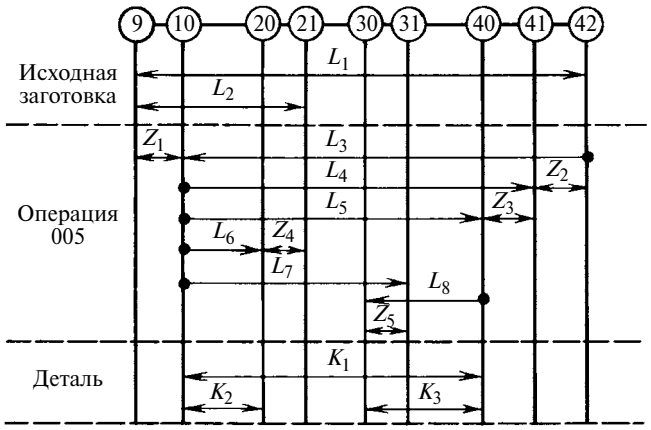


Рис. 4. Размерная схема обработки детали

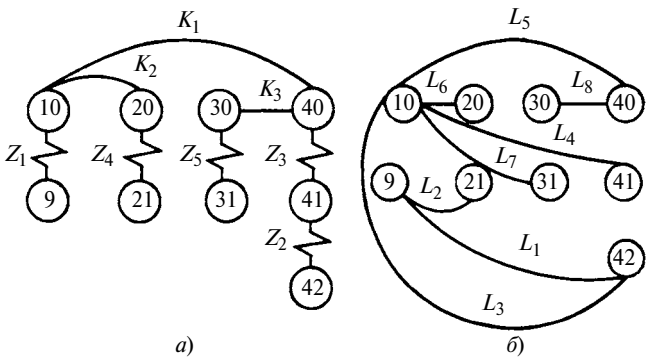


Рис. 5. Исходный (*а*) и производный (*б*) графы

При решении любой проектной задачи технологического размерного анализа следует предварительно назначать точность получения технологических размеров, приняв в качестве ориентира точность первого и второго этапов обработки, а также точность размеров, заданных рабочим чертежом. Следовательно, искомые поля допусков будут не выше десятого или двенадцатого квалитетов.

Полученные допуски технологических размеров, принятые по ЕСДП, приведены в таблице. Точность размеров L_1 и L_2 исходной заготовки соответствует точности штампа на горячештамповочном прессе и ГОСТ 7505—89. Следует предусматривать уточнение допуска при необходимости его корректировки в пределах точности обработки для каждого этапа, что позволяет управлять колебаниями значений припусков в ходе технологического процесса.

Для численной оценки колебаний значений размеров удаляемого слоя с поверхностей заготовок, обрабатываемых в партии, с целью обеспечения требуемых эксплуатационных показателей необходимо придерживаться следующего. Колебания значений удаляемого поверхностного слоя определяются совокупностью точностных показателей технологических размеров, составляющих размерную цепь. Так как параметр $Z_{i\min}$ является замыкающим звеном данной размерной цепи, то колебание его значений можно определить по зависимости (1), тогда его поле допуска будет:

$$T_{Z_i} = \frac{1}{\lambda_{Z_i}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_{L_i}^2 T_{L_i}^2}. \qquad (4)$$

Из уравнения (2) определим коэффициент рассеяния:

$$\lambda_{Z_i} = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}} \left(3 \sqrt{\frac{1}{6} \sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}^2} \right). \qquad (5)$$

Колебания значений припуска в обрабатываемой партии заготовок определяются по формуле

$$j_i = 1 + \frac{T_{Z_i}}{Z_{i\min}}. \qquad (6)$$

Допуски на технологические размеры

Размер	Этап обработки	Назначенный допуск, мм
L_1	Исходная заготовка	2,20
L_2	То же	2,00
L_3	I	0,25
L_4	I	0,25
L_5	II	0,16
L_6	I	0,18
L_7	I	0,21
L_8	II	0,13

На производстве при обработке черных металлов для окончательных технологических переходов рекомендуется принимать $j \le 3$.

Рассмотрим пример численного определения величин T_{Z_i} при механической обработке. Сначала по зависимости (5) определяем коэффициенты $\lambda_{Z_{i\min}}$, далее в соответствии с системой уравнений по формуле (3) определяем коэффициенты для каждого припуска: $\lambda_{Z_1} = 0{,}371$; $\lambda_{Z_2} = 0{,}363$; $\lambda_{Z_3} = 0{,}363$; $\lambda_{Z_4} = 0{,}359$; $\lambda_{Z_5} = 0{,}357$.

Затем по зависимости (4) определяем допуск для каждого припуска, входящего в соответствующее уравнение системы (3): $T_{Z_1} = 2{,}44$ мм; $T_{Z_2} = 0{,}40$ мм; $T_{Z_3} = 0{,}33$ мм; $T_{Z_4} = 3{,}40$ мм; $T_{Z_5} = 0{,}34$ мм.

По значениям T_{Z_i} можно оценить влияние каждого припуска на производительность и стабильность проектируемого технологического процесса, используя зависимость (6): $j_1 = 2{,}44$; $j_2 = 1{,}44$; $j_3 = 1{,}94$; $j_4 = 3{,}6$; $j_5 = 1{,}97$.

Анализ этапов обработки заготовки по оси показал, что полученные результаты в целом стабильны, за исключением четвертого припуска, колебания значений которого $j_4 > 3$. Заметим, что нестабильность на этом технологическом переходе обусловлена точностью заготовительного производства, а не условиями механической обработки. Кроме того, влияние оказывают и достаточно существенные колебания значений первого припуска.

Используя предложенный алгоритм расчета, можно прогнозировать величину сохраняемого упрочненного поверхностного слоя детали после финишной обработки.

Пример. Обозначим глубину упрочненного слоя i-й поверхности детали $t_{\text{упр}}$, а глубину цементации перед шлифованием — h. Глубину закаленного слоя после обработки определяем как $t_{\text{упр}} = h - Z_{i\max}$, где $Z_{i\max} = Z_{i\min} + T_{Z_i}$ — максимальный припуск на i-м переходе.

Параметр T_{Z_i} является переменной величиной и зависит от качества спроектированного технологического процесса, следовательно, и величина $Z_{i\max}$ изменяется в зависимости от схемы обработки. Условие сохранения упрочненного слоя на i-й поверхности детали: $h - Z_{i\max} \ge [t_{\text{упр}}]$, где $[t_{\text{упр}}]$ — минимально допустимая толщина упрочненного слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солонин И. С.** Математическая статистика в технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1972. 216 с.
2. **Допуски** и посадки: Справочник. Ч. 2 / Под ред. В. Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978. С. 545—1032.
3. **Ашихмин В. Н., Закураев В. В.** Размерный анализ при технологическом проектировании. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2005. 93 с.

УДК 669.14:539.431.001.575

А. Н. САВКИН, д-р техн. наук, А. В. АНДРОНИК, М. А. СУХАНОВ (Волгоградский ГТУ), e-mail: fpik@vstu.ru

Оценка предела усталости элементов подвески автомобиля в программе SolidWorks

Приведены расчет и анализ конструктивных элементов автомобиля на прочность в программах ФРУНД и SolidWorks. Определены области возможных усталостных разрушений и сроки службы исследуемых элементов.

Ключевые слова: случайное нагружение, подвеска, исследуемые элементы, усталостное разрушение, спектр нагружения, метод конечных элементов.

The calculation and strength analysis of automobile structural elements in "FRUND" and SolidWorks Software are presented. The areas of possible fatigue failures and service life of the investigated elements are determined.

Keywords: random loading; suspension; elements under investigation; fatigue failure; loading spectrum; finite element method.

Проектирование конструктивных элементов транспортного средства включает определение характеристик, обеспечивающих требования плавности хода, и конструктивную проработку отдельных деталей и сборочных единиц с необходимыми прочностными расчетами [1]. Условия работы подвески и ее элементов — одного из наиболее нагруженных агрегатов автомобиля, зависят от таких переменных факторов, как качество применяемых материалов, дорожные (состояние дорожного полотна) и климатические условия, скорость автомобиля и продолжительность его эксплуатации, стиль вождения. Так как на подвеску автомобиля действуют переменные по величине и направлению нагрузки, то при эксплуатации накапливаются усталостные повреждения, приводящие к ее разрушению.

Задача исследования — определить с использованием компьютерного моделирования опасные по накопленным усталостным повреждениям участки подвески и оценить ее возможный ресурс при неблагоприятных внешних силовых воздействиях.

Одним из современных наиболее удобных, точных и быстрых способов расчета подвески на сопротивление усталости является использование CAE-систем (Computer-Aided Engineering), показывающих, как ведет себя в реальности разработанная на компьютере модель изделия на всех этапах ее жизненного цикла — от создания до полного разрушения. Для решения этой задачи используют математические модели, полученные методами: конечных элементов; конечных разностей; конечных объемов. CAE-системы позволяют, не прибегая к значительным временным и финансовым затратам, оценить работоспособность исследуемого объекта. Пример такой системы — программа SolidWorks. Совершенный математический аппарат, использование расчетных инструментов в единой среде с удобным и понятным интерфейсом моделирования и анализа позволяют выполнять расчеты разного уровня и сложности [2].

В работе дан усталостный анализ верхнего и нижнего рычагов задней подвески автомобиля-внедорожника. Для определения направлений и значений наибольших нагрузок, действующих на рычаги, использовали математическую модель автомобиля-внедорожника, созданную в среде программного комплекса инвариантного моделирования динамики систем тел ФРУНД [3].

Схема крепления двухрычажной подвески и действующих на нее сил приведена на рис. 1. Исследовали верхний *1* и нижний *2* рычаги. При эксплуатации вследствие неровностей дороги на колесо автомобиля действуют переменная сила P_1 и его вес G, которые вызывают в шарнирах реакции P_2 и P_3, а также сила P_4 от амортизатора, приложенная к середине плеча нижнего рычага.

Автомобиль при эксплуатации испытывает стационарные и нестационарные нагружения. Стационарным нагружением принято считать напряженное состояние, возникающее при прямолиней-

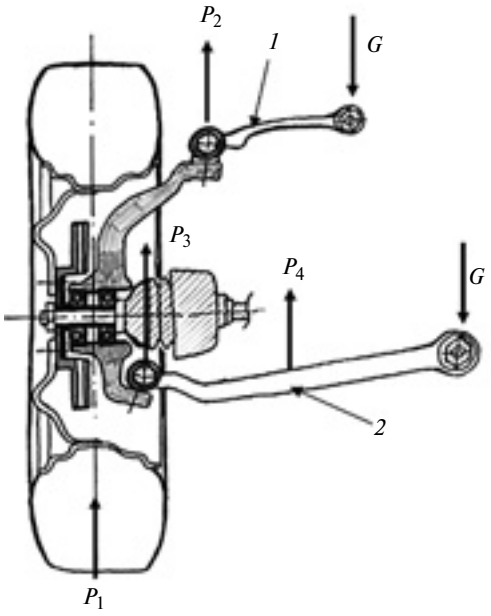


Рис. 1. Схема крепления двухрычажной подвески автомобиля-внедорожника и действующие на нее силы

ном движении с постоянной скоростью по дороге определенного типа и при постоянном коэффициенте сопротивления движению. Все остальные случаи нагружения считаются нестационарными. В работе исследуется задняя подвеска при стационарном нагружении.

Усталостный анализ в SolidWorks Simulation включает: создание 3D-модели исследуемого объекта с выбором материала конструкции; статический анализ с разными граничными условиями работы объекта; оценку усталостной повреждаемости на основании заданного спектра нагружения. Для расчета 3D-модели конструктивные элементы, созданные в других программах, были импортированы в формате STEP AP203 (стандарт ISO-10303-21) в программу SolidWorks, успешно распознаны и для более удобной работы преобразованы в файл детали SolidWorks с расширением .sldprt. Материал рычага выбирали из библиотеки материалов SolidWorks Materials. Легированная сталь SS по стандарту ASME [4], имеющая предел прочности при растяжении 724 МПа и предел текучести 620 МПа, наиболее близка к стали 45Х, из которой изготовлены рычаги исследуемой подвески.

Для расчета характеристик статической прочности и сопротивления усталости использовали сведения о работе исследуемых узлов рычагов задней подвески (рис. 2, см. обложку). Крепления рычагов и граничные условия определяли с применением для внутренней грани левой проушины метода "зафиксированная геометрия": для внутренней грани правой проушины — метода "зафиксированный шарнир"; для внутренней грани центральной проушины применили ограничение "справочная геометрия", запрещающее перемещение всех ее узлов в направлении проекции оси Y на любую из плоскостей кромок этой проушины; для нижнего рычага дополнительно применяли закрепление от стабилизатора поперечной устойчивости на наружной стороне поперечной оси.

К внутренней грани центральной проушины силы прикладывали в направлении осей X и Z. К нижнему рычагу была приложена также нагрузка от амортизатора. Максимальные нагрузки составили: на верхний рычаг в направлении оси Y — $P_{max} = 27{,}3$ кН, оси Z — $P_{max} = 0$, оси X — $P_{max} = 6{,}1$ кН; на нижний рычаг в направлении оси Y — $P_{max} = 26{,}3$ кН, оси Z — $P_{max} = 9{,}84$ кН, оси X — $P_{max} = 25{,}4$ кН.

Рассматриваемые модели были разбиты равномерной сеткой на тетраэдральные элементы: для верхнего рычага была сформирована сетка из 229 613 узлов, 153 727 элементов с 671 931 степенями свободы; для нижнего — из 710 511 узлов, 481 519 элементов с 2 125 629 степенями свободы.

После корректной постановки всех условий закреплений было выбрано решение задачи. В программе SolidWorks Simulation доступны два алгоритма решения системы линейных уравнений: 1) прямой метод Direct sparse для разреженных матриц, который базируется на алгоритме Холесского с использованием компактной схемы хранения матрицы жесткости и наиболее устойчив с точки зрения вычислительного процесса; 2) итерационный компактный метод FFEPlus, основанный на разложении Ланшоца и используемый по умолчанию (этот метод использован в работе) [5].

Для каждого конечного элемента вычисляли матрицу жесткости, произведение которой на столбец перемещений в узлах элемента дает столбец усилий в узлах. В формулы для расчета компонентов матриц жесткости конечных элементов входят модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов. Матрицы жесткости элементов объединяются в глобальную матрицу $[K]$ жесткости. Столбцы перемещений u, v, w в узлах 1, 2, ..., i, ... объединяются в общий столбец перемещений

$$[\Delta] = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, ..., u_k, v_k, w_k, ...]^T.$$

Усилия в направлении осей X, Y, Z в узлах отдельных элементов суммируются в глобальный столбец усилий

$$[p] = [p_{1X}, p_{1Y}, p_{1Z}, p_{2X}, p_{2Y}, p_{2Z}, ..., ..., p_{kX}, p_{kY}, p_{kZ}, ...]^T.$$

В результате образуется система линейных уравнений, в которой неизвестными являются перемещения:

$$[K][p] = [\Delta].$$

Глобальная матрица жесткости является разреженной, имеющей подавляющее число заведомо нулевых элементов. Система уравнений решается с вычислением столбца перемещений $[\Delta]$. Полученное решение, в частности, соответствует минимуму потенциальной энергии деформированной упругой системы. Для каждого конечного элемента при наличии перемещений в узлах и аппроксимирующей функции рассчитываются деформации. Для параболических элементов (как в нашей задаче) деформации изменяются линейно. По полученным деформациям вычисляются напряжения. На основе компонентов напряженно-деформированного состояния и параметров прочности материала рассчитываются эквивалентные напряжения по критерию прочности Мизеса.

Были получены поля напряжений и выявлены области конструктивных элементов, в которых возможны накопления усталостных повреждений и

разрушение (рис. 3, см. обложку). По эпюрам видно, что наибольшие напряжения накапливаются в правом плече рычагов ближе к проушине и составляют: для верхнего рычага — 125,9 МПа при вертикальной нагрузке 27,3 кН (рис. 3, *а*), для нижнего рычага — 235 МПа при вертикальной нагрузке 26,3 кН (рис. 3, *б*).

Исследование долговечности изделия, испытывающего случайное переменное нагружение при эксплуатации, возможно на основании спектра внешнего нагружения, получаемого при контакте колеса с дорожным полотном. Взаимодействие конструктивных элементов технических объектов на основании случайного внешнего воздействия формирует свои спектры нагружения в кинематических парах. Для определения спектров внешнего нагружения элементов использовали математическую модель автомобиля-внедорожника, созданную в программе ФРУНД [4]. В качестве микропрофилей дорог использовали микропрофили динамометрической дороги, имитирующей булыжник и булыжник с выбоинами, на автополигоне НАМИ [6]. Смоделированные спектры взаимодействий конструктивных элементов были использованы в качестве параметров испытания в SolidWorks Simulation для соответствующих статических исследований. В данном анализе использовали спектр, вносящий наибольший вклад в усталостное разрушение для дороги типа булыжник с выбоинами. Пример спектра нагружения для верхнего рычага показан на рис. 4 (см. обложку).

Усталостные свойства материала конструктивных элементов задавали по кривой $\sigma—N$ усталости материала, определяющей значения знакопеременного напряжения относительно числа циклов до разрушения. Из библиотеки SolidWorks использовали кривую усталости стали, соответствующей стали 45Х. Наклонный участок кривой усталости описывали уравнением Басквина:

$$\sigma_a = CN^m,$$

где N — число циклов до разрушения при амплитуде напряжения σ_a; m — постоянная материала; $C = \sigma_{-1} N_G^{-m}$ — постоянная материала с явно выраженным физическим пределом усталости; N_G — абсцисса точки перегиба на кривой усталости.

Для решения системы уравнений применили итерационный компактный решатель FFEPlus, основанный на разложении Ланшоца. Среднее напряжение корректировали по правилу Гербера

$$\sigma_{апр} = \frac{\sigma_a}{1 - (\sigma_m/\sigma_в)^2},$$

где $\sigma_{апр}$ — знакопеременное напряжение, скорректированное на основании нулевого среднего; $\sigma_в$ — предел прочности материала; σ_m — среднее напряжение цикла.

Для определения числа циклов использовали метод rainflow, извлекающий структуру хронологии нагрузок переменной амплитуды.

Результатом усталостного расчета в SolidWorks Simulation стали поля усталостных повреждений, выраженные в сроках службы конструктивных элементов — рычагов (рис. 5, см. обложку). По их виду можно сказать, что усталостному разрушению более всего подвержены: левое плечо верхнего рычага у центральной проушины и верх правой проушины (рис. 5, *а*); область у правой проушины нижнего рычага (рис. 5, *б*).

Остаточный ресурс при постоянной эксплуатации автомобиля на дороге типа булыжник с выбоинами составил: для верхнего рычага 2,12 года, для нижнего рычага 1,98 года.

По итогам статических и усталостных расчетов можно сделать вывод: программы ФРУНД и SolidWorks позволяют выполнить полноценный статический и усталостный расчеты исследуемых объектов, определить наиболее вероятные места усталостных разрушений и ориентировочный срок службы рычагов задней подвески автомобиля-внедорожника при самых неблагоприятных условиях эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Раймпель Й.** Шасси автомобиля: Элементы подвески: Пер. с нем. А. Л. Карпухина; под ред. Г. Г. Гридасова. М.: Машиностроение, 1987.

2. **Савкин А. Н., Андроник А. В.** Анализ прочностных пакетов программ для инженерного расчета конструкций // Матер. VII всерос. науч.-практ. конф. "Инновационные технологии в обучении и производстве". В 5 т. Т. 5. Волгоград: ВолгГТУ, КТИ (филиал ВолгГТУ). 2011. С. 13—16.

3. **Прерис А. М.** SolidWorks 2005/2006: Учебный курс. СПб.: Питер, 2006. 528 с.

4. **Компьютерные** методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнев, Ю. А. Поляков. М.: Машиностроение, 2011. 463 с.

5. **Metals** Handbook Desk Edition / Editor J. R. Davis, 2nd edition, ASM International Handbook Committee, 2001. 2571 p.

6. **SolidWorks 2007/2008.** Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.

УДК 621.548

А. И. АБДУЛЛАЕВ, А. М. НАДЖАФОВ, доктора технических наук, А. А. САЛАМОВ (АзТУ, г. Баку),
e-mail: ali.najafov@rohe.az

Поисковое конструирование мультипликатора ветроэнергетического агрегата

Разработаны алгоритм расчета основных параметров нового ветроэнергетического агрегата и формула для определения диаметра начальной окружности зубчатого колеса тяжелонагруженной ступени его мультипликатора.

Ключевые слова: поисковое конструирование, ветродвигатель, пакетный мультипликатор.

The algorithm of analysis of principal parameters of new wind power generating unit and formula for determination of gear wheel pitch circle of heavy-duty step of its increaser are developed.

Keywords: exploratory designing; wind engine; batch increaser.

Ветроэнергетический агрегат (ВЭА) — это последовательно соединенные ветровое колесо (ВК), передаточный механизм (ПМ) и рабочий орган (РО). Создание совершенного ВЭА требует в первую очередь разработки новых эффективных конструктивных элементов, в частности ПМ, основанного на анализе и синтезе большого числа их технических вариантов. Для сокращения сроков и снижения трудоемкости разработки ВЭА используют системы автоматического проектирования, конструирования и технологической подготовки производства [1]. В последние годы успешно применяют поисковое конструирование — использование искусственного интеллекта в машинном проектировании [2, 3].

При создании ВЭА необходимо последовательно решить следующие задачи поискового конструирования:

определить наиболее эффективную мощность воздушного потока, т. е. физический принцип действия ВЭА;

найти наиболее рациональную конструкцию основного элемента — ПМ;

определить оптимальные параметры для данного технического решения ВЭА.

Наилучшее конструктивное решение выбирается из перечня основных эксплуатационных, технологических, экономических и других требований, которым должен удовлетворять ВЭА. При выборе наилучшего конструктивного решения из двух допустимых критериями качества могут быть материалоемкость, надежность, КПД, производительность и др.

Таким образом, на основании технического задания и критериев качества выбирается лучшее техническое решение ВЭА из множества локальных технических решений. Структурная схема поискового конструирования ВЭА приведена на рис. 1.

Первая задача решается путем установления и варьирования мощности воздушного потока. Конструктивным элементом ВЭА, преобразующим энергию ветра в механическую энергию, является ВК. При прохождении воздушного потока над крылом колеса создается зона пониженного давления, под крылом — зона повышенного давления. Перед колесом воздушный поток несколько затормаживается и скорость ветра снижается, что приводит к повышению давления воздуха. Поток воздуха с повышенным давлением перед колесом течет за ним с пониженным давлением, энергия воздушного потока преобразуется в механическую работу [4, 5]. Мощность воздушного потока в значительной степени зависит от конструкции ВК и численно равна кинетической энергии массы воздуха, обтекающей поверхность площадью A за 1 с:

$$E = mv^2/2 = \rho A v^3/2 = \pi\rho D^2 v^3/8,$$

где m — масса воздуха; ρ и v — соответственно плотность воздуха и скорость ветра; D — диаметр ВК.

Для оптимального конструирования мультипликатора необходимо определить коэффициент использования энергии ветра агрегатом при заданной мощности генератора:

$$C_p = \frac{P_г}{P_к} = \frac{8P_г}{\pi\rho D^2 v^3} = \eta^*\eta_п\eta_м\eta_г, \qquad (1)$$

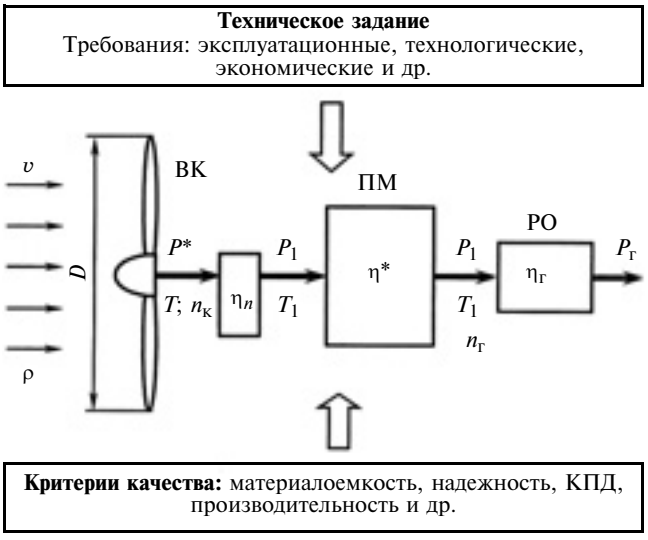


Рис. 1. Структурная схема поискового конструирования ВЭА

где $P_г$ и $P_к$ — соответственно мощности генератора и воздушного потока; η^* — коэффициент, учитывающий потери мощности на валу ВК; $\eta_г$, $\eta_м$ и $\eta_п$ — КПД соответственно генератора, мультипликатора и подшипникового узла ВК.

Для решения второй задачи устанавливали взаимосвязь между характерными параметрами конструктивных элементов ВЭА, для чего кинетическую энергию ВК приравнивали к мощности на входе ПМ:

$$\eta^* \frac{\pi \rho D^2 v^3}{8} = T^* \omega^* = T^* \frac{\pi n^*}{30 u_\Sigma},$$

где T^* — вращающий момент на валу ВК; u_Σ — общее передаточное число ПМ; n^* — частота вращения входного вала РО (знаком * обозначены изменяющиеся параметры).

Для реализации выбранного физического принципа действия ВЭА вращающий момент на валу ВК определяли по уравнению

$$T^* = \frac{3{,}75 \rho D^2 v^3 u_\Sigma}{n^*} \eta^*. \qquad (2)$$

После некоторых преобразований уравнения (1) получили упрощенную функциональную связь между мощностью генератора, диаметром ВК и скоростью ветра:

$$P_г = 0{,}481 \cdot 10^{-3} D^2 v^3 C_р. \qquad (3)$$

По формуле (3) при номинальной скорости ветра $v = 13$ м/с и коэффициенте использования энергии ветра $C_р = 0{,}29$ определили мощность $P_г$ генератора (таблица) и построили ее зависимость от диаметра D ВК (рис. 2).

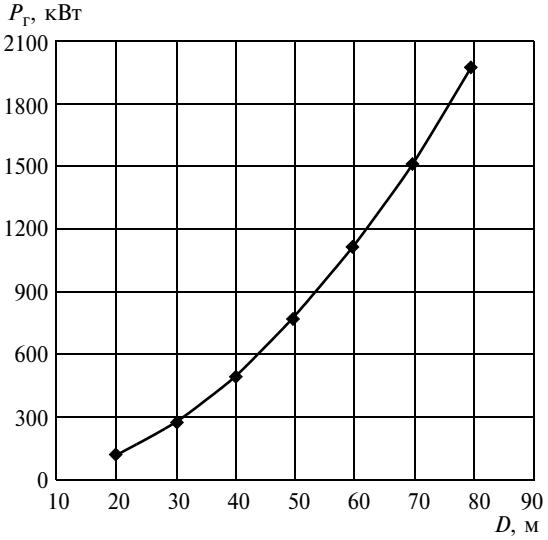


Рис. 2. Зависимость мощности генератора ВЭА от диаметра ВК

Исходя из основных положений третьей задачи, установили обобщенный параметр и его функциональную связь с другими характерными параметрами ВЭА, позволяющую путем варьирования найти их оптимальные соотношения.

На кафедре "Детали машин" Азербайджанского ТУ были разработаны новые однопоточные и двухпоточные трехступенчатые ПМ, состоящие из цилиндрических зубчатых колес, установленных на ве-

D, м	$P_г$, кВт	d^*_{w1}	d^*_{w2}	b_{w1}	a_w	L	B	H	V^*
3	2,758	51,8	235,5	51,8	143,65	379,15	90,65	235,5	0,0081
4	4,903	62,75	285,3	62,75	174,025	459,32	109,8	285,3	0,0144
5	7,661	72,8	331	72,8	201,9	532,9	127,4	331	0,0225
6	11,032	82,2	373,76	82,2	227,98	601,74	143,85	373,76	0,0323
7	15,016	91	413,78	91	252,39	666,17	159,25	413,78	0,0439
8	19,613	99,6	452,9	99,6	276,25	729,15	174,3	452,9	0,0575
9	24,823	107,7	489,7	107,7	298,7	788,4	188,47	489,7	0,0727
10	30,645	115,6	525,63	115,6	320,6	846,23	202,3	525,63	0,0900
15	68,953	151,4	688,4	151,4	419,9	1108,3	264,95	688,4	0,2021
20	122,584	183,48	834,3	183,48	508,9	1343,2	321	834,3	0,35972
25	191,537	212,9	968	212,9	590,45	1558,45	372,57	968	0,56205
30	275,813	240,43	1093,23	240,43	666,83	1760,06	420,75	1093,23	0,80958
35	375,413	266,45	1211,55	266,45	739	1950,55	466,3	1211,55	1,10195
40	490,335	291,26	1324,36	291,26	807,81	2132,17	509,7	1324,36	1,43927
45	620,580	315	1432,3	315	873,65	2305,95	551,25	1432,3	1,82067
50	766,149	338	1536,9	338	937,45	2474,35	591,5	1536,9	2,24937
55	927	360	1637	360	998,5	2635,5	630	1637	2,71801
60	1103,254	381,66	1735,4	381,66	1058,5	2793,9	668	1735,4	3,23882
65	1295	402,6	1830,6	402,6	1116,6	2947,2	704,55	1830,6	3,80115
70	1500	422,97	1923,2	422,97	1173,08	3096,28	740,2	1923,2	4,40771
75	1724	442,94	2014	442,94	1228,5	3242,5	775,14	2014	5,06197
80	1961,341	462,3	2102	462,3	1282,15	3384,15	809	2102	5,75481

Примечание: $k_d = 780$ МПа$^{1/3}$; $\rho = 7800$ кг/м^3; $\eta_1 = 0{,}975$; $\eta_г = 0{,}95$; $\eta^* = 0{,}3516$; $\psi_{bd} = 1$; $k_{H\beta} = 1{,}04$; $u = 4{,}547$; $[\sigma]_H = 1244$ МПа; $n^* = 1800$ мин$^{-1}$.

дущем и ведомом валах. Особенность таких ПМ — отсутствие промежуточных валов с соответствующими подшипниками качения. В этих ПМ направления вращения ведущих и ведомых валов совпадают, как правило, с направлением вращения установленных на них двухвенцовых блоков шестерен, что повышает КПД данной механической системы [6]. Эти ПМ испытаны в промышленных условиях в двухпоточном трехступенчатом пакетном редукторе с общим передаточным числом $u_\Sigma = 64$ в механических приводах штанговых насосов.

Изготовлен и испытан лабораторный образец однопоточного трехступенчатого пакетного мультипликатора с передаточным числом $u_\Sigma = 42{,}875$ для быстроходного ветродвигателя. Для автоматизации проектирования в качестве обобщенного параметра выбран диаметр начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени мультипликатора ВЭА, позволяющий установить функциональную связь ее прочностных характеристик с диаметром ВК и скоростью ветра.

Для предупреждения усталостного выкрашивания, износа и задира рабочей поверхности прочность и долговечность зубчатых колес ПМ оценивали по величине контактных напряжений. При этом согласно выражению (2) диаметр начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени передаточного механизма определяли по формуле

$$d_{w1}^{*} = CD^{\frac{2}{3}}.$$

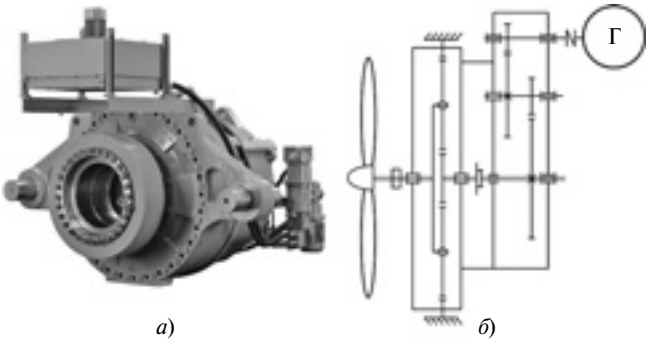
Здесь

$$C = k_d\left[\frac{3{,}75\rho\eta_1 v^3 \eta^* k_{H\beta}(u \pm 1)}{\psi_{bd}[\sigma]_H^2 n^*}\right];$$

$$k_d = [(z_H z_E z_\varepsilon)^2 2k_{Hv}]^{1/3}; \quad \eta^* = \frac{C_\text{p}}{\eta_\text{п}\eta_\text{м}\eta_\text{г}},$$

где z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; k_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки; $k_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев; η_1 — КПД зубчатой передачи тяжелонагруженной ступени мультипликатора; u — передаточное число тяжелонагруженной ступени мультипликатора; ψ_{bd} — коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение при расчете на контактную выносливость.

В таблице приведены значения основных конструктивных параметров нового мультипликатора, рассчитанные по обобщенному параметру.



а) *б*)

Рис. 3. Мультипликатор Nordex S70/1500 (*а*) и его кинематическая схема (*б*)

Условный объем мультипликатора ВЭА

$$V^* = L \times B \times H = 0{,}875 \cdot 10^{-9}\psi_{bd}u(1 + 3u)\, d_{w1}^3,$$

где $d_{w2} = ud_{w1}$ — диаметр начальной окружности колеса; $a_w = 0{,}5(1 + u)d_{w1}$ — межосевое расстояние; $b_w = \psi_{bd}d_{w1}$ — ширина шестерни; $L = 0{,}5(1 + 3u)d_{w1}$ — длина мультипликатора; $B = 1{,}75\psi_{bd}d_{w1}$ — ширина мультипликатора; $H = ud_{w1}$ — высота мультипликатора. Достоверность полученных данных проверена сопоставлением качественных показателей нового ВЭА с показателями ВЭА Nordex S70/1500 (рис. 3), основные технические параметры которого приведены ниже [7, 8]:

Число крыльев ВК	3
Частота вращения ВК, мин$^{-1}$	10,6÷19
Диаметр ВК, м	70
Площадь A обтекания ВК, м^2	3848
Скорость ветра, мс:	
начальная	3
номинальная	13
максимальная	25
Мультипликатор	Планетарный двухступенчатый цилиндрический
Передаточное число мультипликатора	94
Масса мультипликатора, кг	14 000
Мощность генератора, кВт	1500
Частота вращения вала генератора, мин$^{-1}$	1000÷1800
КПД генератора	0,95
Масса генератора, кг	7000

Для сравнительной оценки качества по критерию материалоемкости установлена непосредственная взаимосвязь диаметра ВК с диаметром начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени мультипликатора нового ВЭА с параметрами: $P_\text{г} = 1500$ кВт; $n_\text{г} = 1800$ мин$^{-1}$; КПД $\eta_\text{г} = 0{,}95$; $u_\Sigma = 94$; $v = 13$ м/с. Получена упрощенная аналитическая формула, на основании которой построена зависимость начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени мультипликатора от диаметра ВК (рис. 4).

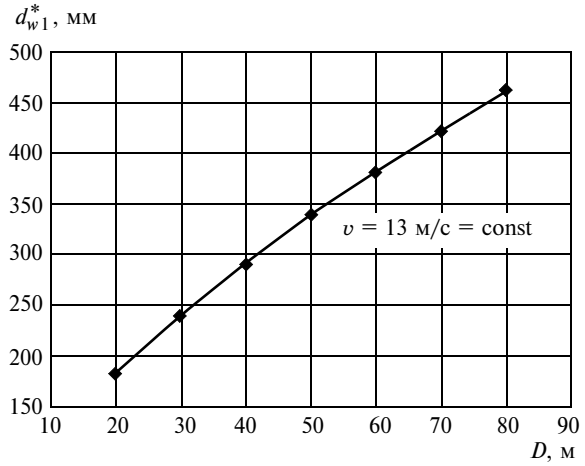


Рис. 4. Зависимость диаметра начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени пакетного мультипликатора от диаметра ВК

Для методологического единства выбора и унификации параметров и создания семейства ВЭА на основании полученных расчетных зависимостей и построенных графиков, предлагается следующий алгоритм [9]:

определить коэффициент использования энергии ветра при заданной мощности генератора;

определить диаметр ВК в зависимости от выбранной мощности генератора (см. рис. 2);

определить диаметр начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени нового мультипликатора (см. рис. 4);

определить массу нового мультипликатора при заданном коэффициенте заполнения;

оценить технический уровень нового мультипликатора путем его сравнения с мультипликатором Nordex S70/1500.

Вывод

Полученные аналитическая формула, устанавливающая взаимосвязь диаметра начальной окружности шестерни тяжелонагруженной ступени нового мультипликатора, номинальной скорости ветра и диаметра ВК, и алгоритм расчета основных параметров нового ВЭА, позволяют создать семейство ВЭА, соответствующих уровню лучших мировых образцов, например Nordex S70/1500.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Автоматизация** проектно-конструкторских работ и технологической подготовки производства в машиностроении / Под ред. О. И. Семенкова. Минск: Вышэйшая школа, 1976. Т. 1. 351 с.

2. **Наджафов А. М.** Поисковое конструирование механического привода штанговых насосов. Баку: Изд-во аппарата Милли Меджлиса, 2008. 254 с.

3. **Автоматизация** поискового конструирования (искусственный интеллект в машинном проектировании) / А. И. Половинкин, Н. К. Бабков, Г. Я. Буш и др.; под ред. А. И. Половинкина. М.: Радио и связь, 1981. 344 с.

4. **Шефтер Я. Н.** Ветроэнергетические агрегаты. М.: Машиностроение, 1972. 248 с.

5. **Харитонов В. П.** Автономные ветроэлектрические установки. М.: ГНУ ВИЭСХ, 2006. 280 с.

6. **Евразийский** патент 017053 B1, F16H 1/20 ЕАПО. Трехступенчатый двухпоточный цилиндрический редуктор.

7. www.nordex-online.com/fileadmin/MEDIA/Produktinfos/EN/Nordex S70-S77_I.pdf

8. www.stork-gears.com/spotlight_windturbine_gearbox_brands.php

9. **Системный** вероятностный расчет новой конструкции мультипликатора ветроэнергетического агрегата / А. И. Абдуллаев, Р. М. Гасымов, А. М. Наджафов, И. А. Саламов // Вестник машиностроения. 2012. № 12. С. 27—30.

УДК 621.313.84

В. Е. ВАВИЛОВ (Уфимский ГАТУ), e-mail: s2_88@mail.ru

Параметры гибридного магнитного подшипника при осевом смещении магнитных колец

Разработан математический аппарат, позволяющий оценить последствия осевого сдвига ротора на гибридных магнитных подшипниках, определить действующие на них силы и моменты.

Ключевые слова: гибридный магнитный подшипник, осевое смещение, ротор, электромагнитная система управления.

The mathematical apparatus, which allows assessing of consequences of rotor axial deflection on hybrid magnetic bearings and determining forces and moment applied on them, is developed.

Keywords: hybrid magnetic bearing; axial deflection; rotor; electromagnetic control system.

Для достижения максимальной мощности электромеханических преобразователей энергии (ЭМПЭ) при минимальных массогабаритных параметрах приходится увеличивать частоту вращения их ротора, что вызывает значительное трение в подшипниковых узлах, при этом не только увеличиваются потери полезной мощности ЭМПЭ, но возможно и разрушение подшипников. Проблему трения в ЭМПЭ можно решить применением в качестве подшипниковых опор гибридных магнитных подшипников (ГМП), которые состоят из концентрично расположенных неподвижного и подвижного кольцевых постоянных магнитов, электромаг-

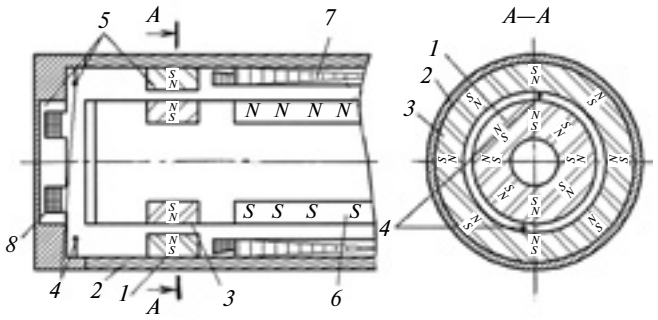


Рис. 1. Схема ЭМПЭ на ГМП:
1 — внутреннее магнитное кольцо; *2* — корпус ЭМПЭ; *3* — внешнее магнитное кольцо; *4* — датчики положения ротора; *5* — ГМП; *6* — ротор ЭМПЭ; *7* — статор ЭМПЭ; *8* — электромагнитная система управления

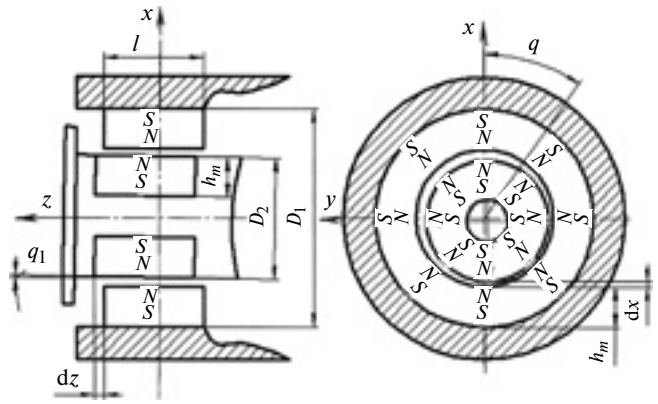


Рис. 2. Расчетная схема ГМП

нитной системы управления и датчиков положения ротора (ДПР) (рис. 1) [1, 2].

При эксплуатации ЭМПЭ на ГМП под действием электромагнитных или механических сил, действующих на ротор, ось подвижного магнита смещается относительно оси неподвижного в радиальном и осевом направлениях. Рассогласование осей магнитов вследствие асимметрии магнитного поля в воздушном зазоре ГМП приводит к появлению осевой силы выталкивания, вызывающей осевое смещение ротора ЭМПЭ, что может стать причиной его выхода из строя. Поэтому актуально исследование осевого смещения ротора ЭМПЭ на ГМП.

При решении задачи рассматривали осевое смещение ротора при полностью неисправной системе управления ГМП, так как в данном случае оно максимально. Смещение ротора на ГМП (рис. 2) на величину dx в радиальном и на величину dz в осевом направлениях приводит к дисбалансу осевой и радиальной составляющих силы отталкивания [3]. Увеличение осевой составляющей силы отталкивания при одновременном дисбалансе радиальной составляющей создает момент M_z, под действием которого ротор с установленным на нем подвижным магнитом стремится повернуться на угол q_1 относительно оси z. При повороте подвижного магнита относительно неподвижного появляется радиальная составляющая силы притяжения. Под действием осевой составляющей силы отталкивания и момента M_z ротор выталкивается из ГМП в направлении оси z под углом q_1, что может привести к соударению подвижного и неподвижного магнитов и, как следствие, к их разрушению.

Для учета данных процессов на стадии проектирования ГМП и минимизации их последствий необходимо разработать методику определения параметров ГМП при осевом смещении ротора с учетом следующих допущений:

магнитная проницаемость постоянных магнитов неизменна;

магнитная проницаемость окружающей среды равна магнитной проницаемости вакуума;

температура окружающей среды постоянна в течение работы ГМП;

соударение магнитов считается абсолютно неупругим и происходит в точке с координатами $[(D_1/2 - h_m/2); 0; l/2]$, где D_1 — диаметр внешнего магнитного кольца;

сила сопротивления воздуха при движении не учитывается.

Радиальную и осевую составляющие силы отталкивания для постоянных магнитов прямоугольной формы определяли по формулам [4, 5]:

$$f_x = \frac{\mu_0 J^2}{16\pi} \sum_{i=1}^{16} \left[t_i u_i \operatorname{arctg} \frac{s_i t_i}{u_i j_i} - s_i t_i \operatorname{arth} \frac{t_i}{j_i} - \right.$$
$$\left. - \frac{1}{2}(t_i^2 - u_i^2) \operatorname{arth} \frac{s_i}{j_i} + \frac{1}{2} s_i j_i \right];$$

$$f_z = \frac{B_r^2}{16\pi\mu_0} \sum_{i=1}^{16} \left[s_i t_i \operatorname{arctg} \frac{s_i t_i}{u_i j_i} + s_i u_i \operatorname{arctg} \frac{s_i}{j_i} + \right.$$
$$\left. + t_i u_i \operatorname{arth} \frac{t_i}{j_i} - u_i j_i \right].$$

Здесь $s_1 = 2z + a + a_1$; $s_2 = 2z - a - a_1$; $s_3 = 2z - a + a_1$; $s_4 = 2z + a - a_1$; $s_5 = 2z - a + a_1$; $s_6 = 2z + a - a_1$; $s_7 = 2z + a + a_1$; $s_8 = 2z - a - a_1$; $s_9 = -2z - a + a_1$; $s_{10} = -2z + a - a_1$; $s_{11} = -2z + a + a_1$; $s_{12} = -2z - a - a_1$; $s_{13} = -2z + a + a_1$; $s_{14} = -2z - a - a_1$; $s_{15} = -2z - a + a_1$; $s_{16} = -2z + a - a_1$; $u_{1-8} = 2\delta_x$; $u_{9-16} = -2\delta_x$; $t_1, t_2 = 2y + b + b_1$; $t_3, t_4 = 2y + b - b_1$; $t_5, t_6 = 2y - b + b_1$; $t_7, t_8 = 2y + b + b_1$; $t_9, t_{10} = -2y + b + b_1$; $t_{11}, t_{12} = -2y + b - b_1$; $t_{13}, t_{14} = -2y - b + b_1$; $t_{15}, t_{16} = -2y - b - b_1$; a, b, h и a_1, b_1, h_1 — размеры нижнего и верхнего магнитов, приведенные в работе [5]; $j_i = \sqrt{s_i^2 + t_i^2 + u_i^2}$;

$\operatorname{arth} g = \frac{1}{2} \ln \frac{1+g}{1-g}$ при $|g| < 1$, $g = \frac{t_i}{j_i}$ или $g = \frac{s_i}{j_i}$;

$\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$ — магнитная проницаемость вакуума; B_r — остаточная индукция постоянного магнита; δ_x — радиальный воздушный зазор; q, s, t, u, g — математические соотношения.

Сила отталкивания равна сумме четырех сил взаимодействия (сил отталкивания) магнитов:

$$F = f(z, \delta_x) - f(x, \delta_x + 2h_m) + f(x, \delta_x + 4h_m) - \\ - f(x, \delta_x + 2h_m),$$

где h_m — толщина постоянных магнитов (см. рис. 2).

Переходя от прямоугольных постоянных магнитов к цилиндрическим, в первом приближении принимаем $b = \pi D_2$ и $b_1 = \pi(D_2 + 2\delta)$, где D_2 — наружный диаметр подвижного магнита (см. рис. 2). Определим также радиальные воздушные зазоры x_q и y_q в функции координат, принимая, что угловое смещение в направлении оси z отсутствует:

$$x_q = \delta_x + \mathrm{d}x\cos q_r;$$

$$y_q = \delta_x + \mathrm{d}x\sin q_r,$$

где $\mathrm{d}x$ — смещение подвижного магнита относительно неподвижного; q_r — угловая координата внутреннего магнитного кольца ГМП.

Тогда силы отталкивания в ГМП можно определить по формулам:

$$F_{x1} = \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q)\mathrm{d}q_r - \int_0^{2\pi} 2f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q + 2h_m)\mathrm{d}q_r + \\ + \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q + 4h_m)\mathrm{d}q_r;$$

$$F_{y1} = \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, y_q)\mathrm{d}q_r - \int_0^{2\pi} 2f(\delta_z - \mathrm{d}z, y_q + 2h_m)\mathrm{d}q_r + \\ + \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, y_q + 4h_m)\mathrm{d}q_r;$$

$$F_{z1} = \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q)\mathrm{d}q_r - \int_0^{2\pi} 2f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q + 2h_m)\mathrm{d}q_r + \\ + \int_0^{2\pi} f(\delta_z - \mathrm{d}z, x_q + 4h_m)\mathrm{d}q_r.$$

С учетом углового смещения ротора в осевом направлении радиальную и осевую составляющие силы отталкивания определяем по формулам:

$$F_{x2} = F_{x1}\sin q_1; \qquad (1)$$

$$F_{z2} = F_{z1}\cos q_1. \qquad (2)$$

Допустив, что сила отталкивания равна силе притяжения, разложим равенства (1) и (2) в ряд Тейлора [6], пренебрегая при этом членами ряда больше четвертого ввиду их малости, и определим

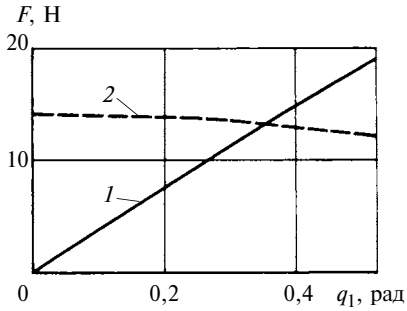


Рис. 3. Зависимости радиальной силы притяжения (*1*) и осевой составляющей силы отталкивания (*2*) от угла поворота ротора на ГМП

радиальную силу притяжения и осевую составляющую силы отталкивания:

$$F_{x2} = F_{x1}\left(q_1 - \frac{q_1^3}{6} + \frac{q_1^5}{120} - \frac{q_1^7}{5040}\right); \qquad (3)$$

$$F_{z2} = F_{z1}\left(1 - \frac{q_1^3}{2} + \frac{q_1^4}{24} - \frac{q_1^6}{720}\right). \qquad (4)$$

На рис. 3 приведены зависимости, рассчитанные по формулам (3) и (4) при $D_1 = 13$ мм, $\mathrm{d}z = 0{,}4$ мм, $\delta_x = 2$ мм, $h_m = 8$ мм, $l = 18$ мм и $B_r = 1{,}32$ Тл. Расчеты показали, что при увеличении угла поворота ротора на 4 рад радиальная сила притяжения увеличивается в 2 раза, а осевая составляющая силы отталкивания уменьшается на 5÷7 %, т. е. ротор на ГМП продолжает движение под углом q_1 в направлении действия осевой составляющей силы отталкивания, при этом радиальная сила притяжения стремится увеличить угол q_1 до $\pi/2$.

Приняв, что область интегрирования момента ограничена наружным и внутренним диаметрами неподвижного магнита ГМП в пределах угла $0 \div \pi/2$ [7], определим составляющие поворотного момента по формулам:

$$M_{z1} = \int_{\frac{D_2}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[F_{z2}\left(1 - \frac{q_1^3}{2} + \frac{q_1^4}{24} - \frac{q_1^6}{720}\right) \right] \times \\ \times x_q\left(q_1 - \frac{q_1^3}{6} + \frac{q_1^5}{120} - \frac{q_1^7}{5040}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y;$$

$$M_{z2} = \int_{\frac{D_2}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[F_{x2}\left(q_1 - \frac{q_1^3}{6} + \frac{q_1^5}{120} - \frac{q_1^7}{5040}\right) \right] \times \\ \times z_q\left(1 - \frac{q_1^3}{2} + \frac{q_1^4}{24} - \frac{q_1^6}{720}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y,$$

сложив которые, получим момент $M_z = M_{z1} + M_{z2}$.

С учетом того, что угол q_1 ограничен размерами кольцевых магнитов, определим его максимальное значение $q_{1\max} = \operatorname{arctg}(2\delta_x/l)$.

Так как радиальная сила притяжения стремится повернуть ротор на ГМП на максимальный угол, то максимальный поворотный момент определим по формуле

$$M_z = \int_{\frac{D_2}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[F_{z2}\left(1 - \frac{q_{1\max}^3}{2} + \frac{q_{1\max}^4}{24} - \frac{q_{1\max}^6}{720}\right)\right] \times$$

$$\times\, x_q\left(q_1 - \frac{q_{1\max}^3}{6} + \frac{q_{1\max}^5}{120} - \frac{q_{1\max}^7}{5040}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y +$$

$$+ \int_{\frac{D_2}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[F_{x2}\left(q_{1\max} - \frac{q_{1\max}^3}{6} + \frac{q_{1\max}^5}{120} - \frac{q_{1\max}^7}{5040}\right)\right] \times$$

$$\times\, z_q\left(1 - \frac{q_{1\max}^3}{2} + \frac{q_{1\max}^4}{24} - \frac{q_{1\max}^6}{720}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y,$$

а максимальные силы, создающие его, по формулам:

$$F_{x2\max} = F_{x2}\left(q_{1\max} - \frac{q_{1\max}^3}{6} + \frac{q_{1\max}^5}{120} - \frac{q_{1\max}^7}{5040}\right);$$

$$F_{z2\max} = F_{z2}\left(1 - \frac{q_{1\max}^3}{2} + \frac{q_{1\max}^4}{24} - \frac{q_{1\max}^6}{720}\right).$$

Допустив, что соударение магнитов происходит на расстояние $h_m/2$ неподвижного магнита, кратчайшее расстояние между магнитами определим по формуле $l_{yr} = \sqrt{(x_q + 1{,}5h_m)^2 + \mathrm{d}z^2}$.

Баланс действующих на ротор сил при осевом смещении ротора соответствует выражению $ma = F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg$, где m и a — масса и ускорение ротора.

Тогда время движения ротора при осевом смещении до соударения с неподвижным магнитом определим по формуле

$$t = \sqrt{\frac{2m\sqrt{(x_q + 1{,}5h_m)^2 + \mathrm{d}z^2}}{F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg}},$$

а скорость — по формуле

$$\upsilon = \frac{F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg}{m} \sqrt{\frac{2m\sqrt{(x_q + 1{,}5h_m)^2 + \mathrm{d}z^2}}{F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg}}. \quad (5)$$

При абсолютно неупругом соударении кинетическая энергия, получаемая неподвижным магнитом, составит:

$$E_{\text{к}} = \frac{1}{2(m + m_1)} \left(F_{x2\max} + F_{z2\max} - \right.$$

$$\left. - mg \sqrt{\frac{2m\sqrt{(x_q + 1{,}5h_m)^2 + \mathrm{d}z^2}}{F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg}} \right)^2,$$

где m_1 — масса неподвижного магнита.

Кроме того, соударение может произойти не с постоянным магнитом, а с обмотками электромагнитной системы управления и полученная ими кинетическая энергия составит:

$$E_{\text{э}} = \frac{1}{2(m + m_2)} \left(F_{x2\max} + F_{z2\max} - \right.$$

$$\left. - mg \sqrt{\frac{2m\sqrt{(D/2)^2 + (\delta_r - \mathrm{d}z)^2}}{F_{x2\max} + F_{z2\max} - mg}} \right)^2,$$

где m_2 — масса электромагнита.

По формуле (5) была определена скорость внешнего магнита ГМП с параметрами $D_1 = 13$ мм, $z = 0{,}4$ мм, $\delta_x = 2$ мм, $h_m = 8$ мм, $l = 18$ мм и $B_r = 1{,}32$ Тл. Скорость второго магнита составила 55 м/с, а кинетическая энергия, полученная в результате удара, — 60,5 Дж.

Разработанная методика может быть использована при проектировании ГМП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бут Д. А.** Бесконтактные электрические машины. М.: Высшая школа, 1990. 416 с.

2. **Хайруллин И. Х., Исмагилов Ф. Р., Вавилов В. Е.** Определение сил гибридного магнитного подшипника для высокоскоростных шпинделей // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. С. 70—74.

3. **Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е.** Определение силовых характеристик магнитных подшипников в зависимости от величины рабочего зазора // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. № 8(53). С. 150—155.

4. **Красильников А. Я.** Расчет силы притяжения в высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 13, 14.

5. **Красильников А. Я.** Силы взаимодействия между полумуфтами и расчет крутящего момента магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2000. № 12. С. 12—17.

6. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1986. 544 с.

7. **Макаричев Ю. А.** Методы анализа и синтеза активных электромагнитных подшипников // Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Самара, 2013.

УДК 621.891

А. П. ПЕРЕКРЕСТОВ, канд. техн. наук, В. А. ЧАНЧИКОВ, И. Н. ГУЖВЕНКО (Астраханский ГТУ),
e-mail: pap1943@rambler.ru

Применение модифицированных смазочных материалов для повышения износостойкости деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля

Исследовано влияние объемного содержания магнитных противоизносных присадок в базовом масле МС-20 на работу деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля. Установлено, что интенсивность изнашивания пары трения снижается пропорционально увеличению присадок в масле.

Ключевые слова: смазочное масло, магнитная противоизносная присадка, цилиндропоршневая группа, судовой дизель.

The influence of volume content of magnetic antiwear additives in "MC-20" base oil on operating of cylinder-piston group parts of marine diesel is investigated. It is determined, that wear rate of friction couple decreases proportionally to the increase of additives in the oil.

Keywords: lubricating oil; magnetic antiwear additive; cylinder-piston group; marine diesel.

Ресурс, тяговооруженность и экологичность транспортного средства в значительной степени определяются состоянием цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя внутреннего сгорания. Снижение ресурсных показателей ЦПГ связано чаще всего с нарушением оптимальных механизмов изнашивания в период основного срока эксплуатации данного узла. Увеличению интенсивности изнашивания узлов трения способствуют различные механизмы необратимого разрушения защитных слоев при трибологическом контакте рабочих поверхностей деталей. Преобладает нарушение адгезионных связей поверхностных оксидных пленок с основным металлом деталей ЦПГ [1—3]. Это связано с повышением внутрицилиндрового давления рабочего цикла двигателя и ростом температуры теплоотдачи при контакте поршня с компрессионными кольцами в верхней мертвой точке (ВМТ) хода при тактах сжатия и сгорания. В ВМТ между кольцом и втулкой (гильзой) цилиндра из-за недостаточного смазывания реализуется режим граничного трения рабочих поверхностей.

Условия смазывания деталей ЦПГ зависят от ряда факторов, особенно от состава и качества смазочной среды, а также микро- и макропрофилей рабочих поверхностей [4]. В существующих поршневых двигателях не всегда соблюдается равномерное распределение смазочного слоя по всей длине рабочего хода поршня. В точках реверсирования смазочный слой может достигать толщины 0,001 мм, что приводит к режиму граничного трения в паре "кольцо—цилиндр", разрушению защитных поверхностных пленок и нарушению их адгезионных связей с основным материалом. При наличии абразивных включений и коррозионных составляющих (продуктов распада H_2SO_4 при эксплуатации на высокосернистых топливах) происходит пластически насыщенный контакт материалов рабочих поверхностей.

Оптимальными способами повышения износостойкости деталей ЦПГ современных поршневых двигателей, особенно судовых дизелей, являются упрочнение рабочих поверхностей и модификация смазочных материалов. Первый способ затрагивает технологические вопросы локального и общего упрочнения трущихся рабочих поверхностей деталей и связан с высокой стоимостью его внедрения в массовое двигателестроение. Второй способ связан, как правило, с добавлением в базовый смазочный материал противоизносных присадок, повышающих его эксплуатационные свойства. Присадки могут воздействовать на свойства смазочного материала как комплексно (повышать вязкостные, моющие и противоизносные свойства), так и в отдельности.

Эффективность использования присадки прямо пропорциональна ее стоимости (табл. 1). Дорогие зарубежные присадки высокоэффективны, но

Таблица 1

Технико-экономические показатели противоизносных присадок к моторным маслам

Присадка	Средняя стоимость, руб./100 мл	Содержание в масле, %	Экономия топлива, %
Hi-Gear	500	2	—
SUPROTEC	1200	2÷3	8÷10
LIQUI MOLY	700	1÷10	3÷5
STP (ХЕР2)	500	15÷20	—
Lubrifilm Metalyz	600	6	7,5
ER	500	3÷6	—
ТРИБО	240	1÷3	9,9
РиМет	55	1÷5	—
FENOM	250	0,5÷2	—
Универсальный модификатор УМ	150	1÷2	8
Аспект-модификатор	65	0,5÷1	—

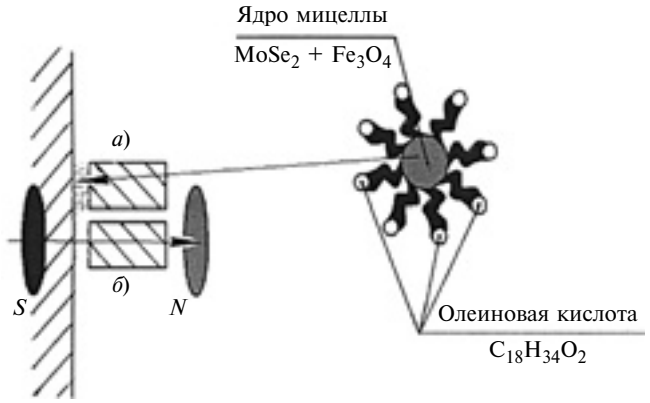


Рис. 1. Схема воздействия частицы присадки на зону трибологического контакта при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) внешнего магнитного поля

требуется их более высокое содержание (10÷20 %) в общем объеме масла.

Для повышения износостойкости тяжелонагруженных деталей, к которым относятся и детали ЦПГ, используют металлоплакирующие противоизносные присадки. Основной механизм их действия — активация поверхностно-активных веществ (ПАВ) на границе раздела масляной пленки и собственно поверхности трения. Освобождающиеся из коллоидной смазочной среды ПАВ способны хемосорбироваться на поверхностях трения и создавать тонкую прочную пленку, снижающую нагрузки на узел трения, а следовательно, уменьшающую интенсивность изнашивания.

Перспективное направление модификации базовых смазочных масел — разработка магнитных противоизносных присадок на основе ферромагнитных порошков и твердосмазочных препаратов. Положительные трибологические свойства дизельного топлива с такими присадками показаны в работах [5, 6]. Однако использование композиции смазочное масло + присадка значительно отличается от использования маловязких смазочных материалов условиями протекания трибологических процессов. В частности, моторное масло как вязкая несжимаемая жидкость должно обеспечивать в прецизионном зазоре пары трения требуемую толщину смазочного слоя, причем по всей рабочей длине (относительному перемещению).

Высокая несущая способность смазочного слоя и его равномерная толщина по всему пути трения обеспечиваются в том случае, если твердые составляющие присадки (по сути, гетерогенные включения) оседают на одной или обеих поверхностях трения и создают защитный слой, который незначительно утончается лишь в зонах реверсирования хода поршня. Выпадение в осадок твердых частиц (рис. 1), стабилизированных ненасыщенной жирной олеиновой кислотой $C_{18}H_{34}O_2$ [5], гарантирует отсутствие посторонних включений в смазочном слое. Закрепление твердых частиц на одной из поверхностей трения говорит о долговременном существовании надежного смазочного слоя, разделяющего поверхности трения при наличии внешнего направленного по величине и моменту магнитного поля.

Для исследования были разработаны композиции на основе высоковязкого масла и мицеллярной присадки, состоящей из тонкодисперсного металлического порошка магнетита Fe_3O_4 и стабилизатора коагуляции — олеиновой кислоты $C_{18}H_{34}O_2$. Предварительные технико-экономические расчеты показали, что оптимальное содержание присадки в базовом масле составляет 0,5÷1 %. Нижний предел практически не влияет на интенсивность изнашивания пары трения, при увеличении верхнего предела существенно повышается стоимость композиции.

Исследовали базовое масло МС-20 (ГОСТ 21743—76) и три композиции на его основе — с добавлением 0,5 % Fe_3O_4 и 1 % $C_{18}H_{34}O_2$, а также с добавлением 1 % Fe_3O_4 + 1 % диселенида молибдена ($MoSe_2$), который как твердосмазочный продукт повышает качество хемосорбционных процессов при осаждении присадки на поверхностях трения. Введение 25÷30 % гетерогенного тонкодисперсного $MoSe_2$ снижает общую стоимость смазочной композиции по сравнению с ее стоимостью при введении 1 % мицеллярной присадки.

Эффективность противоизносных присадок в моторных маслах оценивали по снижению интенсивности изнашивания материалов, близких по физико-механическим свойствам к материалам рабочих поверхностей деталей ЦПГ реального дизеля. Для этого в базовое масло МС-20 вводили противоизносные присадки на основе тонкодисперсных ферромагнитных порошков и твердосмазочных препаратов. Состав смазочных материалов для модельных пар трения, нагружаемых по схеме "вал — колодка", приведен в табл. 2. Испытания проводили на машине трения СМТ-1, модернизи-

Таблица 2

Смазочные композиции, использованные для трибологических испытаний

Состав композиции	Кинематическая вязкость, $мм^2/с$
Масло МС-20 (ГОСТ 21743—76)	20
Масло МС-20 + 0,5 % Fe_3O_4	22
Масло МС-20 + 1 % Fe_3O_4	24,3
Масло МС-20 + 0,5 % Fe_3O_4 + 0,5 % $MoSe_2$	26,2

рованной с целью намагничивания испытательной камеры.

Испытания предусматривали нагружение пар трения с шагом 0,5 МПа в диапазоне от 1 до 3 МПа при отсутствии и наличии внешнего магнитного поля. Все смазочные составы прошли шесть этапов исследований на интенсивность изнашивания. Макрогеометрические параметры образцов подбирали по радиусам соприкосновения: $R_1 = 17{,}75$ мм — для колодки, имитирующей цилиндр двигателя, и $R_2 = 17{,}5$ мм — для вала, имитирующего кольцо поршня.

Испытания проводили при отсутствии термостатирования испытательной камеры. Температуру смазочного материала на выходе из ванны регистрировали хромоникелевой термопарой с помощью преобразователя ОВЕН ТРМ-200. Характеристики материалов приведены в табл. 3. Для образцов подбирали материалы, аналогичные материалам пар трения ЦПГ средне- и малооборотных судовых дизелей. Согласно этим условиям угловая скорость подвижного образца не превышала 7,85 $с^{-1}$.

Намагничивание пары трения позволило оценить эффективность введения магнитных порошковых включений в состав присадки. Каждый из этапов эксперимента длился 12 ч. Достаточно высокую эффективность показали присадки с ферромагнитными включениями. Если при отсутствии магнитного поля интенсивность изнашивания образцов снижалась только в 2,3 раза по сравнению с базовым маслом, то при его наличии она снизилась в 2,7 раза (рис. 2, *а*, *б*). Лучшие показатели по изнашиванию получены при введении в состав смазочного материала ферромагнетика Fe_3O_4 и твердосмазочного препарата $MoSe_2$.

Таблица 3

Химический состав, %, подвижного и неподвижного образцов и параметры состояния их поверхностей

Химический состав, %, и параметры	Материал образца	
	подвижного чугун СЧХН	неподвижного чугун СЧХНМД
C	2,7	3,05
Si	1,75	1,92
Se	3	4,00
Mn	0,74	1,05
P	0,43	0,11
S	0,04	0,03
Cr	0,42	0,48
Ni	0,47	1,18
Mo	—	0,57
Cu	—	0,45
Твердость *HB*	247	255
Предел текучести, МПа	285	378
Шероховатость поверхности *Ra*, мкм	0,15÷1,28	0,12÷0,68

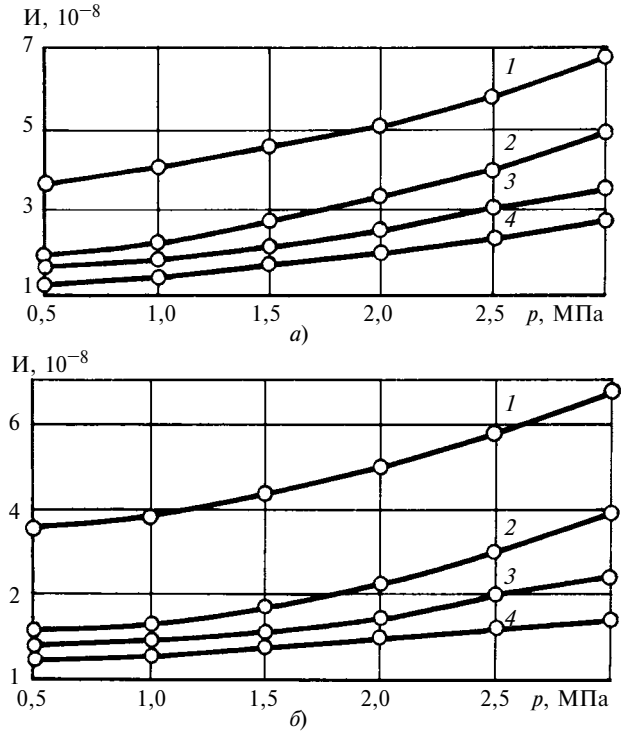


Рис. 2. Результаты эксперимента при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) магнитного поля в зоне трения:
1 — масло МС-20 (ГОСТ 21743—76); *2* — масло МС-20 + 0,5 % Fe_3O_4; *3* — масло МС-20 + 1 % Fe_3O_4; *4* — масло МС-20 + 0,5 % Fe_3O_4 + 0,5 % $MoSe_2$

Таким образом, можно утверждать, что применение магнитных противоизносных присадок в критических условиях работы узла трения позволяет получить надежную металлоплакирующую пленку, защищающую трибоповерхности от преждевременного изнашивания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крагельский И. В., Добычин И. В., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

2. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. вузов. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

3. **Трение,** изнашивание и смазка. Справочник в 2 кн. Кн. 2 / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. 358 с.

4. **Путинцев С. В.** Механические потери в поршневых двигателях: Учеб. пособие по курсу "Специальные главы конструирования и САПР". М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 288 с.

5. **Пат. 2276681 Рос. Федерации:** МПК[7] C10L 1/18. Противоизносная присадка.

6. **Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Клыканова А. А.** Движение магнитной частицы в электромагнитном поле в среде углеводородной жидкости // Сб. докл. межрегиональной конф. памяти А. И. Кабелькова "Современные проблемы механики и ее преподавания в вузах Российской Федерации". Новочеркасск: [Б. и.] 2011. С. 138—141.

УДК 621.436

Ю. В. РОЖДЕСТВЕНСКИЙ, В. Г. КАМАЛТДИНОВ, А. А. МАЛОЗЕМОВ, доктора технических наук,
Н. А. ХОЗЕНЮК, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: hna2009@rambler.ru

Эффективная двигатель-генераторная установка для малой энергетики[1]

Разработана концепция двигатель-генераторной установки (ДГУ) для малой энергетики на базе тракторного двигателя с новым рабочим циклом, оригинальными системой питания на основе природного газа и системой зажигания с увеличенной энергией разряда. Новый ДГУ позволяет уменьшить расход топлива, повысить ресурс двигателя, а применение инвертора стабилизировать электрическую энергию в сетях общего назначения.

Ключевые слова: двигатель-генераторная установка, HCCI-двигатель, гомогенная смесь, коленчатый вал, нагруженность, гидродинамические трибосопряжения.

The concept of engine-generator unit (EGU) for small-scale power generation on the base of tractor engine with new operating cycle, original supply system on the base of natural gas a]nd ignition system with improved discharge energy is developed. New EGU allows reducing of fuel consumption, increasing of engine life, and application of transverter allows stabilizing of electric energy in general service circuits.

Keywords: engine-generator unit; HCCI-engine; intimate mixture; crankshaft; loading; hydrodynamic tribocouplings.

Сегодня в России, особенно в удаленных районах Сибири, Дальнего Востока и Севера, используются энергосистемы небольшой мощности. Для надежного энергоснабжения необходимы автономные энергоустановки малой мощности, работающие непосредственно на местах. Выработка электроэнергии небольшими местными электростанциями дешевле, чем подача и переработка газа на крупных станциях с последующим перераспределением электроэнергии, в результате снижения издержек на транспортировку топлива и энергии.

Экономичность энергоустановки изначально зависит от характеристик первичного двигателя. Один из путей совершенствования автономных систем энергоснабжения — их создание на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1]. Анализ отечественных энергоустановок позволил сформулировать наиболее актуальные задачи их технического совершенствования: повышение топливной экономичности; расширение использования альтернативных видов топлива; повышение надежности; обеспечение экологичности первичных ДВС, соответствующей требованиям перспективных стандартов; повышение качества электроэнергии до уровня требований к сетям общего назначения.

Перспективным направлением совершенствования поршневых ДВС является сжигание гомогенных смесей в двигателях с воспламенением от сжатия — Homogeneous Charge Compression Ignition (далее HCCI-двигатель). Отличительными особенностями таких двигателей являются высокая экономичность и низкий уровень выбросов оксидов азота и твердых частиц с отработавшими газами. В HCCI-двигателях используется внешнее смесеобразование, воспламенение происходит, как в дизелях — от сжатия смеси в цилиндре, т. е. сочетаются достоинства ДВС с искровым зажиганием, работающих на бензине, и дизелей. Использование однородной обедненной смеси препятствует образованию оксидов азота и твердых частиц и снижает потери на дросселирование, что в сочетании с повышенной степенью сжатия и высокой скоростью тепловыделения обеспечивает высокий КПД. Работы по сгоранию HCCI ведутся и в России, и за рубежом [2—5]. Однако задача управления процессом сгорания топлива при самовоспламенении от сжатия на переходных режимах до сих пор полностью не решена. Поиск вариантов системы принудительного зажигания продолжается.

В Южно-Уральском ГУ создана экспериментальная энергоустановка на базе поршневых ДВС с объемным сгоранием топлива в гомогенных смесях. С учетом постоянно растущих требований по снижению токсичности отработавших газов и повышению топливной экономичности для перспективного поршневого двигателя использовали процесс сгорания обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа с системой зажигания увеличенной энергии разряда для оперативного управления моментом воспламенения.

Разработаны методики расчета рабочего цикла HCCI-двигателя при разных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала (КВ) ДВС, нагруженности его основных деталей, переходных процессов работы ДВС при изменении количества потребляемой электроэнергии и оптимального управления частотой вращения двигатель-генератора. При расчете рабочего цикла использована новая модель процесса объемного сгорания топлива в гомогенных смесях разного качественного состава, особенностью которой является введение времен-

[1] Работа выполнена при поддержке гранта Министерства образования и науки РФ (ГК № 14.516.11.0068).

ного параметра — условной продолжительности реакции окисления молекулы топлива [6]:

$$\tau_y = \frac{Z_т}{AK_1K_2VC_т^pC_{O_2}^q} = \frac{V}{AK_1K_2Z_N^{p-1}Z_{O_2}^q},$$

где $Z_т$ — общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; A — константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 — коэффициент реакционной активности кислорода, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела (азота и продуктов сгорания); $K_2 \geq 1$ — коэффициент, учитывающий турбулентность в камере сгорания; $C_2 = Z_т/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ — концентрации соответственно всех молекул топлива $Z_т$ и кислорода Z_{O_2} в объеме V; p и q — показатели степени.

Коэффициент K_1 определяли по эмпирической формуле [6]:

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}}\right)^6,$$

где Z_{N_2}, Z_{CO_2}, Z_{H_2O} и Z_{CO} — количества молекул соответственно азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме V.

Турбулентный характер процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС, вызванный движением поршня, предлагается моделировать коэффициентом K_2, который определяли по эмпирической зависимости

$$K_2 = 1 + |\sin\varphi|\pi/2,$$

где φ — угол поворота КВ.

При моделировании сгорания гомогенной смеси в камере постоянного объема принимаем $K_2 = 1$.

Процесс сгорания рассматривается как сумма последовательных окислений активных молекул топлива, определяемых согласно закону Аррениуса: $Z_E = Z_т e^{-\frac{E_a}{RT}}$, где E_a — условная энергия активации; T — температура смеси; R — универсальная газовая постоянная.

Каждая следующая группа молекул топлива окисляется после того, как полностью прореагирует предыдущая группа активных молекул, имеющих большую условную энергию активации при данной температуре. Теплота, выделившаяся при сгорании топлива, расходуется на повышение температуры смеси в зоне горения. При расчете постоянно корректируется количество молекул всех веществ в результате выгорания топлива, расходования на это кислорода и образования диоксида углерода и воды.

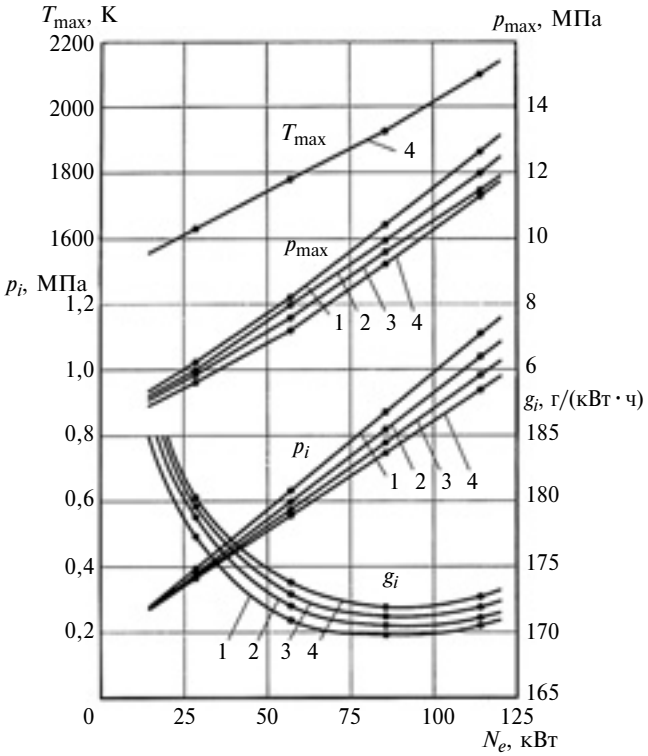


Рис. 1. Характеристики рабочего цикла HCCI-двигателя 6ЧН13/15 при работе на обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа при частоте вращения КВ n = 1200 (*1*), 1300 (*2*), 1400 (*3*) и 1500 мин$^{-1}$ (*4*)

Расчеты проводили для HCCI-двигателя со степенью сжатия 16 единиц, конвертированного из дизеля 6ЧН13/15 производства ООО "ЧТЗ-Уралтрак" и работающего на обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа. Исходные данные для расчета рабочего цикла на каждом скоростном и нагрузочном режимах выбирали из условия получения наилучших индикаторных показателей. Результаты расчетов среднего индикаторного давления p_i, удельного индикаторного расхода g_i топлива, максимальных давления p_{max} и температуры T_{max} цикла приведены на рис. 1. Полная нагрузка двигателя соответствует эффективной мощности в 114 кВт и обеспечивает выработку генератором электрической мощности в 100 кВт.

Расчеты показали, что наименьший удельный индикаторный расход топлива во всем диапазоне нагрузок достигается при пониженных частотах n вращения КВ (см. рис. 1). Причем на всех исследованных скоростных режимах наилучшая экономичность получена при мощности HCCI-двигателя ≈85,5 кВт. Повышение мощности HCCI-двигателя до 114 кВт обеспечивается увеличением среднего индикаторного давления до 0,938 и 1,11 МПа соответственно при n = 1500 и 1200 мин$^{-1}$. Однако это сопровождается существенным повышением максимального давления и температуры в цилиндре. Причем, чем ниже частота вращения КВ, тем

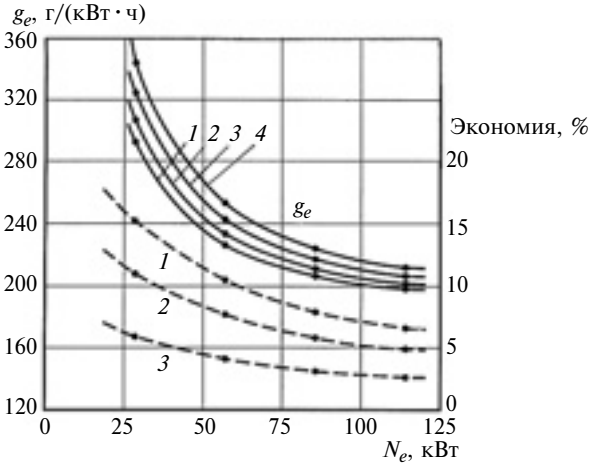


Рис. 2. Характеристики топливной экономичности HCCI-двигателя 6ЧН13/15 при работе на обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа и экономия топлива (штриховые линии) при частоте вращения КВ n = 1200 (*1*), 1300 (*2*), 1400 (*3*) и 1500 мин$^{-1}$ (*4*)

выше максимальное давление. Понижение частоты вращения при одной и той же мощности приводит к увеличению давления p_{max} с 0,59 до 1,33 МПа соответственно при 28,5 и 114 кВт. Максимальная температура сгорания зависит в основном от нагрузки и отличается для всех скоростных режимов не более, чем на 2 %.

С учетом экспериментально измеренных механических потерь дизеля 6ЧН13/15 построены характеристики топливной экономичности HCCI-двигателя 6ЧН13/15 при работе на обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа при постоянных частотах вращения КВ (рис. 2). С увеличением нагрузки удельный эффективный расход топливной смеси существенно уменьшается. При работе HCCI-двигателя на пониженных частотах вращения КВ (относительно 1500 мин$^{-1}$) можно получить до 15 % экономии топлива в зависимости от скоростного режима.

Недостатками HCCI-двигателей являются высокие максимальное давление сгорания в цилиндре, большая скорость тепловыделения и, соответственно, рост давления, которые ведут к изменению нагруженности основных деталей и узлов ДВС, в первую очередь кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы. Надежность ДВС определяется надежностью КВ, поршня, цилиндра, сопряжений шатунных и коренных подшипников КВ и сопряжения поршень — цилиндр. Их нагруженность оценивали на основании известных и специально разработанных методик.

Методика расчета нагруженности КВ HCCI-двигателей разработана на основе трехмерного конечно-элементного моделирования конструкции с учетом податливости картера. Нагруженности подшипников скольжения КВ HCCI-двигателя рассчитывали, решая четыре взаимосвязанные задачи с учетом принятых в гидродинамической теории смазывания допущений [7]: построение траектории центра масс шипа под действием внешней периодической нагрузки; расчет поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности шипа и подшипника, при известном законе их относительного движения; расчет температуры смазочного слоя; расчет интегральных гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипника — толщины смазочного слоя (h^*_{min}), гидродинамического давления в смазочном слое (p^*_{max}), потерь на трение (N^*), расхода смазочного материала (Q^*) в торцы подшипника и температуры в смазочном слое, а также экстремальных значений ГМХ: минимальной толщины смазочного слоя $\inf h_{min}$ и максимального гидродинамического давления $\sup p_{max}$ (таблица) [8, 9].

Для определения теплового напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня и гильзы цилиндра разработаны объемные конечно-элементные модели поршней и гильзы цилиндра и решена квазистатическая задача термоупругости. С учетом НДС определяли геометрические параметры сопряжения и рассчитывали ГМХ на основе совместного решения уравнения движения поршня на смазочном слое и уравнения Рейнольдса [10, 11].

Некоторые результаты оценки надежности основных элементов конструкции двигателя приведены на рис. 3 (см. обложку) и в таблице. Надежность КВ дизеля 6ЧН13/15, конвертированного в HCCI-двигатель, выше надежности КВ базового дизеля и по статической, и по усталостной прочности. Расчеты нагруженности основных трибосопряжений HCCI-двигателя показали, что подшипники КВ и сопряжение поршень — цилиндр работают в более благоприятных условиях, чем базового дизеля 6ЧН13/15, который по надежности может быть конвертирован в HCCI-двигатель, работающий на обедненной топливно-воздушной смеси на основе природного газа.

Расчетными исследованиями рабочего цикла обоснован комплекс технических решений по созданию энергетической установки на основе HCCI-двигателя, включающих подогрев впускного воздуха, рециркуляцию отработавших газов, охлаждение рециркулирующих отработавших газов, принудительное зажигание электроразрядом повышенной энергии.

На базе двигателя ВАЗ-21124 изготовлен макет HCCI-двигателя со степенью сжатия 12 единиц, который прошел исследовательские испытания на

ГМХ трибосопряжения поршень — цилиндр дизеля 6ЧН13/15

Двигатель	N^*, Вт	Q^*, л/с	h^*_{min}, мкм	p^*_{max}, МПа	$\inf h_{min}$, мкм	$\sup p_{max}$, МПа
Базовый	681,3	107,1	56,5	2,0	17,9	6,6
HCCI	592,5	170,1	66,1	0,9	32,7	2,0

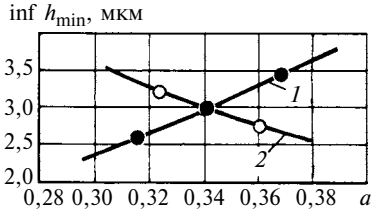


Рис. 4. Диаграммы изменения минимальной толщины inf h_{min} смазочного слоя шатунного подшипника в зависимости от его относительного параметра $a = B/D$ при постоянном диаметре D = 95 мм (*1*) и постоянной ширине B = 32,4 мм (*2*)

моторном стенде фирмы AVL GMBH (Австрия). Экспериментальные исследования предложенных технических решений проводили на установившихся режимах по специальным программам и методикам. Во время испытаний фиксировали не только режимные параметры двигателя и его систем (частоту вращения КВ, температуры, давления и расходы жидкостей и газов), но и производили индицирование давления газов в цилиндре. Испытания подтвердили корректность разработанных расчетных методик и эффективность предложенных технических решений. Экспериментально на макете HCCI-двигателя получены минимальные удельные расходы природного газа: индикаторный — не более 190 г/(кВт · ч), эффективный — не более 240 г/(кВт · ч).

С целью повышения топливной экономичности, ресурсных показателей и качества электроэнергии предложено использовать в составе энергоустановки двигатель-генератор, работающий с переменной частотой вращения и минимальным удельным расходом топлива. При этом нормативная частота тока восстанавливается с помощью инвертора. Испытания двигатель-генератора на базе дизеля 6ЧН13/14 показали до 15 % экономии топлива при работе по заданной характеристике при частичных нагрузках. Аналогичные испытания дизелей ОАО "АМЗ" показали экономию 15÷25 % топлива в зависимости от модели ДВС [12].

Предложен метод синтеза алгоритма оптимального управления частотой вращения двигатель-генератора по критерию минимального удельного расхода $g_э$ топлива, отнесенного к электрической мощности энергоустановки, основанный на использовании традиционных математических методов поиска минимума его функциональной зависимости от частоты n вращения и электрической нагрузки $N_э[g_э = f(n, N_э)]$, найденной экспериментальным или расчетным путем. При расчете электротехнической части энергоустановки было установлено, что применение преобразователя частоты тока улучшает ее показатели на всех режимах работы, позволяет получить стабильную частоту тока при изменении частоты вращения первичного двигателя и коммутациях нагрузки, повысить точность поддержания напряжения по сравнению с традиционными системами. При переводе двигатель-генератора на режим работы с переменной частотой вращения в условиях типовых графиков нагружения его ресурс увеличится до 35 %.

Результаты выполненных исследований могут быть использованы для создания энергетических комплексов разной мощности, перспективных силовых установок для тракторов, строительно-дорожных машин и различных транспортных средств на основе HCCI-двигателя, работающего на природном газе с системой зажигания увеличенной энергии разряда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Редько И. Я., Малоземов А. А., Казанцев М. А.** Состояние, проблемы и перспективы применения средств малой энергетики на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания для нефтедобывающей отрасли // Малая энергетика. 2006. № 1/2. С. 92—98.

2. **Bancha T.** Single Zone Model for HCCI Engine Fueled with n-Heptane / Thanapiyawanit Bancha, Lu Jau-Huai // International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering. 2011. 5:1. P. 6—12.

3. **Федянов Е. А., Иткис Е. М., Кузьмин В. Н.** Исследование возможности управления процессом сгорания HCCI с помощью изменения степени сжатия // Изв. ВГТУ. 2011. Т. 8. № 3. С. 67, 68.

4. **Камалтдинов В. Г., Марков В. А.** Влияние геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2011. № 2(56). С. 9—16.

5. **Kamaltdinov V.** Combustion process modelling in HCCI engine // SAE Techni. Paper. 2011-01-1789. 10 p.

6. **Камалтдинов В. Г., Драгунов Г. Д., Марков В. А.** Прогнозирование показателей рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала // Двигателестроение. 2013. № 3(253). С. 9—15.

7. **Динамика** и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В. Н. Прокопьев, Ю. В. Рождественский, В. Г. Караваев и др. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. Ч. 2. 221 с.

8. **Задорожная Е. А.** Особенности моделирования трибосопряжений поршневых и роторных машин с учетом свойств смазочного материала // Известия Самарского научного центра российской академии наук. 2011. Т. 13. № 4—3. С. 733—738.

9. **Романов В. А., Хозенюк Н. А.** Оценка работоспособности коренных подшипников двигателя внутреннего сгорания с учетом тепловых деформаций корпусных деталей // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 3. С. 023—026.

10. **Решение** задач оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы / Ю. В. Рождественский, К. В. Гаврилов, А. А. Дойкин, М. А. Макарихин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 8. С. 38—43.

11. **Свидетельство** об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010611198. Программа "Поршень — ВТХ" анализа гидромеханических характеристик трибосопряжения "поршень—цилиндр".

12. **Малоземов А. А., Алешков О. А.** Топливная экономичность многофункционального энерготехнологического комплекса с переменной частотой вращения первичного дизельного двигателя // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. Вып. 1. Новосибирск: ФГОУ ВПО "НГАВТ". 2009. С. 191, 192.

УДК 621.762.27

Е. В. АГЕЕВА, канд. техн. наук, Е. В. АГЕЕВ, д-р техн. наук,
В. Ю. КАРПЕНКО (Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: ageev_ev@mail.ru

Рентгеноструктурный анализ порошка, полученного из вольфрамсодержащих отходов электроэрозионным диспергированием в водной среде[1]

Представлены результаты рентгеноструктурного анализа порошков, полученных электроэрозионным диспергированием отходов быстрорежущих сталей в дистиллированной воде. Установлено, что основными фазами являются железо и магнетит.

Ключевые слова: отходы, быстрорежущая сталь, электроэрозионное диспергирование, порошок, вода, рентгеноструктурный анализ.

The results of X-ray structural analysis of powders, obtained by electroerosion dispersion of high-speed steel wastes in water, are presented. It is determined, that the basic phases are iron and magnetite.

Keywords: wastes; high-speed steel; electroerosion dispersion; powder; water; X-ray structural analysis.

Сегодня широко используются технологии, основанные на применении нанодисперсных материалов. Наиболее эффективным методом получения нанопорошков (НП) является метод электроэрозионного диспергирования (ЭЭД), который отличается относительно невысокими энергетическими затратами и высокой экологичностью. Кроме того, он исключает механическое изнашивание оборудования и обеспечивает получение порошка практически из любого токопроводящего материала, при этом частицы НП имеют преимущественно сферическую форму [1—8].

Метод ЭЭД основан на разрушении токопроводящего материала в результате локального воздействия кратковременных электрических разрядов, в результате которого происходят нагревание, расплавление и частичное испарение материала, который в жидком и парообразном состояниях выбрасывается в рабочую жидкость, застывая отдельными частицами. Физико-механические свойства полученных порошков зависят от их гранулометрических параметров, структуры и химического состава, а также формы, морфологии и микротвердости поверхности частиц.

При ЭЭД происходят изменения структуры, состава и свойств конечного продукта по сравнению с исходным материалом. Это обусловлено распределением химических элементов по объему частиц при кристаллизации, диффузией химических элементов в рабочую жидкость и реакциями с ней диспергируемых материалов и продуктов пиролиза.

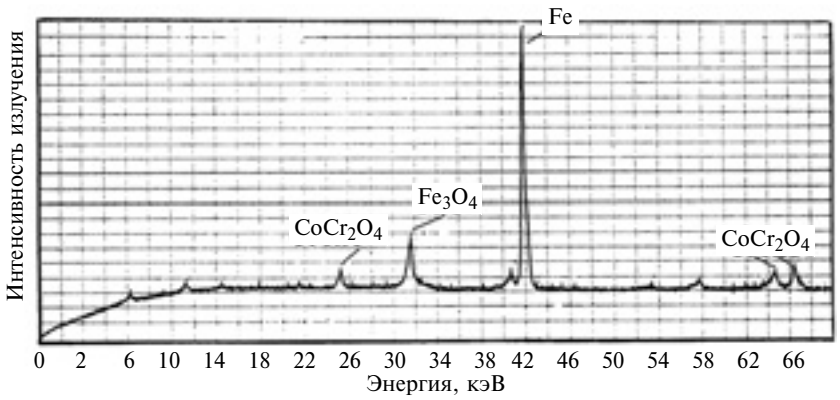
Экономичность порошковых технологий связана с возможностью использования отходов дорогостоящих инструментальных быстрорежущих сталей.

Нанопорошки получали из отходов быстрорежущей стали (вышедшие из строя сверла из стали Р6М5, ГОСТ 19265—73) на установке для ЭЭД токопроводящих материалов [9, 10]. Отходы загружали в реактор, заполненный рабочей жидкостью, т. е. дистиллированной водой. Параметры режима ЭЭД: емкость разрядных конденсаторов 35 мкФ, напряжение 200÷220 В, частота следования импульсов 30 Гц. В результате локальных кратковременных электрических разрядов между электродами происходило разрушение материала с образованием дисперсных частиц.

Полученные методом ЭЭД в дистиллированной воде порошки подвергали рентгеноструктурному анализу на аналитическом рентгеновском дифрактометре ARL9900 Intellipower Workstation, который предназначен для рентгенофлюоресцентного анализа ряда химических элементов (от B до U) с использованием рентгеновской трубки с Rh-анодом и рентгенофазового анализа в диапазоне двойных углов $2\theta = 8 \div 80^\circ$ с применением трубки с Co-анодом.

Определение фазового содержания, анализ химических элементов и обработку данных осуществляли с помощью программ: UniQuant 5.56, Siroquant version 3.0, ICDD DDVIEW 2010, ICDD PDF-2 Release 2010, Difwin и Crystallographica Search Match. Получение дифрактограмм и анализ химических элементов рентгенофлуоресцентным спектрометром образцов выполняли

[1] Работа выполнена при поддержке Президента РФ, грант № МД-1123.2014.8.



Дифрактограмма порошка, полученного методом ЭЭД из быстрорежущей стали Р6М5 в воде

с полной системой дифракции XRD с двенадцатипозиционным магазином с использованием программ OXSAS и WinXRD; параметры ARL 9900: радиус гониометра 178 мм; щель Соллера на первичном и вторичном пучках 2,5°, длина фокуса 12 мм.

Для исследования были взяты три образца в виде тонкодисперсных порошков темного цвета однородного состава без присутствия видимых включений. Подготовку образца осуществляли прессованием, в качестве подложки применяли борную кислоту H_3BO_3. Результаты представлены на рисунке и в таблице.

Основные фазы порошка быстрорежущей стали

Основная фаза, формула	Основное отражение, мм	Эталоны по ICDD
1. Железо, Fe	0,204	85—1410
2. Магнетит, Fe_3O_4	0,252	75—1609
3. Оксид кобальтохрома, $CoCr_2O_4$	0,251	80—1668

Особенностью данного процесса порошкообразования является образование быстрозакристаллизованных порошков с очень большим диапазоном скоростей охлаждения (от 102 до 1010 °С/с), что отвечает условиям метастабильной кристаллизации с быстрым охлаждением.

Рентгеноструктурный анализ показал, что в порошке, полученном методом ЭЭД отходов быстрорежущей стали Р6М5 в дистиллированной воде, основными фазами являются железо (Fe) и магнетит (Fe_3O_4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 70000 СССР:** 22f, 09/00. Способ получения порошков и устройство для его осуществления.

2. **Дворник М. И.** Разработка физико-химических и технологических основ переработки вольфрамокобальтового твердого сплава электроэрозионным диспергированием: Дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск. 2006. 116 с.

3. **Немилов Е. Ф.** Электроэрозионная обработка материалов. Л.: Машиностроение, 1983. 60 с.

4. **Агеев Е. В.** Изучение физико-механических свойств твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием отходов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 6. С. 8—14.

5. **Исследование** твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием вольфрамсодержащих отходов / Р. А. Латыпов, Г. Р. Латыпова, Е. В. Агеев, П. И. Бурак // Международный научный журнал. 2013. № 5. С. 80—86.

6. **Агеев Е. В.** Получение, исследование и практическое применение износостойких порошковых материалов из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов // Технология металлов. 2012. № 9. С. 36—45.

7. **Агеев Е. В.** Получение порошков из отходов твердых сплавов методом электроэрозионного диспергирования // Электрометаллургия. 2011. № 10. С. 24—27.

8. **Ageeva E. V., Ageev E. V., Osminina A. S.** Properties and Characterizations of Powders Produced from Waste Carbides // Journal of nano- and electronic physics. 2013. V. 5. N 4. P. 04038-1—04038-2.

9. **Пат. 2449859 Рос. Федерации:** МПК С2 B22F9/14. Установка для получения нанодисперсных порошков из токопроводящих материалов.

10. **Агеев Е. В., Агеева Е. В.** Разработка оборудования и технологии для получения порошков из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов, пригодных к промышленному использованию // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 51—57.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 621.7

В. Д. КУХАРЬ, д-р техн. наук, А. Е. КИРЕЕВА,
О. В. СОРВИНА, кандидаты технических наук (Тульский ГУ),
e-mail: kirealena@yandex.ru

Повышение эффективности работы индуктора-концентратора для магнитно-импульсной обработки металлов[1]

Предложена методика определения геометрических размеров спирали индуктора-концентратора при магнитно-импульсной обработке детали, обеспечивающих максимальную деформацию заготовки без повышения энергетических затрат.

Ключевые слова: заготовка, обработка давлением, индуктор-концентратор, обжим, математическая модель, магнитно-импульсная установка, импульсно-магнитное поле.

The methodic of determination of geometrical dimensions of intensifier spiral at magnetic pulse processing of a part, which provide maximum workpiece deformation without increase in energy consumption, is suggested.

Keywords: workpiece; forming; intensifier; squeezing; mathematical model; magnetic pulse unit; pulse magnetic field.

Эффективность любой технологической операции магнитно-импульсной обработки металлов определяется геометрическими размерами и конструкцией индуктора. Для обеспечения нормальной работы индукторов и увеличения срока их службы необходимо выбрать оптимальную форму сечения витка спирали индуктора, что позволит реализовать равномерное распределение импульсного тока по рабочей поверхности. Экспериментально доказано [1], что на эффективность магнитно-импульсной обработки существенно влияет не только число витков спирали индуктора и их геометрия, но и форма спирали.

В частности, для обжима трубчатых заготовок наиболее эффективным оказался индуктор-концентратор (рис. 1), в котором концентрация магнитного поля в зоне обработки обеспечивается геометрией спирали. Коэффициент полезного действия обжима такого индуктора больше, чем индуктора со вставными концентраторами магнитного поля (рис. 2). Сочетание преимуществ концентратора магнитного поля с высокой стойкостью и технологичностью изготовления позволяет широко использовать такие индукторы при выполнении сборочных и сварочных работ, редуцировании и формообразовании.

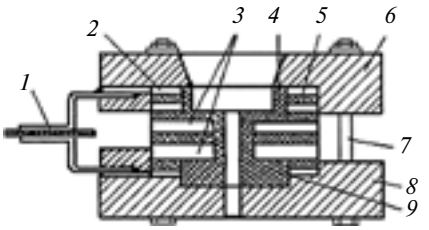


Рис. 1. Индуктор-концентратор для сборочных операций:
1 — токопровод; *2* — спираль; *3* — витки-концентраторы; *4*, *5* и *9* — изоляция; *6* и *8* — верхний и нижний бандажи; *7* — болт

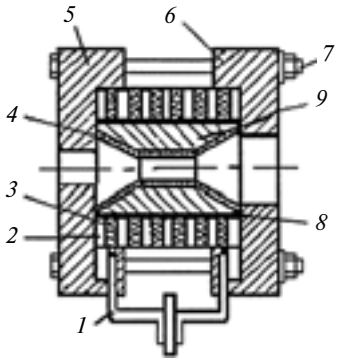


Рис. 2. Универсальный многовитковый индуктор со вставным концентратором магнитного поля:
1 — токопровод; *2* — спираль; *3* — изоляция; *4* — разъемная изоляция; *5* и *6* — верхний и нижний бандажи; *7* — болт, *8* — изоляционный цилиндр; *9* — вставной концентратор магнитного поля

Однако в настоящее время нет научно обоснованных методик, позволяющих оценить эффективность работы индуктора данного типа и выбрать требуемую форму его спирали.

Цель работы — разработка методики определения геометрических размеров спирали индуктора-концентратора, которые обеспечивали бы максимальную деформацию заготовки при равных энергетических затратах. По математической модели, предложенной в работе [1], провели серию численных определений наиболее эффективных размеров спирали индуктора-концентратора [2] для магнитно-импульсной установки с параметрами разрядного контура: рабочее напряжение — 5 кВ; энергоемкость — 14 кДж; емкость — 1120 мкФ; индуктивность — 91,7 нГн, рабочая частота разряда — 15,923 кГц; разрядный ток — 520 кА; сопротивление установки — 9,6 мОм.

Эффективность работы индуктора оценивали по результатам обжима трубчатой заготовки из алюминиевого сплава АМг2М с размерами: внутренний радиус — 13,5 мм, толщина — 1,2 мм, высота — 38 мм, длина обжимаемого участка — 6 мм. Витки всех спиралей индуктора изготовляли из стали 65Г; минимальный внутренний радиус спирали — 13,5 мм, максимальный наружный радиус — 37,5 мм, толщина витка — 6 мм, зазор между витками — 1 мм.

Выбор геометрии заключался в следующем. В качестве исходного индуктора использовали

[1] Работа выполнена в рамках государственного задания № 475.

четырехвитковый цилиндрический индуктор (рис. 3, *а*). Постепенно увеличивая внутренний диаметр верхнего витка, определяли его геометрические размеры (рис. 3, *б*), при которых наблюдалось наибольшее формоизменение заготовки. Эти размеры использовали как исходные для следующего этапа, на первом шаге которого внутренний диаметр второго витка не изменяли, а внутренние диаметры третьего и четвертого витков увеличивали на одинаковую величину (рис. 3, *в*). На втором шаге увеличивали диаметр только четвертого витка (рис. 3, *г*) и сравнивали его с предыдущим. Если процесс становился эффективнее, то диаметр третьего витка увеличивали до диаметра четвертого, процедуру повторяли до тех пор, пока эффективность процесса не начинала снижаться. Расчеты для данного случая показали, что наиболее эффективным оказался индуктор со спиралью, геометрические размеры которой приведены на рис. 3, *г*.

Данную методику использовали для определения геометрии спирали индуктора в зависимости от материала заготовки, ее толщины, диаметра и разрядного контура. Расчет проводили для третьего разрядного контура. Было установлено, что ни материал заготовки, ни ее толщина, ни тип разрядного контура никакого влияния на геометрию спирали не оказывают, основное влияние оказывает диаметр обрабатываемой заготовки.

Данная методика на практике была реализована при разработке технологического процесса получения изделия "Баллон" (рис. 4), которое должно быть герметичным и выдерживать давление, равное 3 МПа. Для этого необходимо обеспечить герметичность соединения втулки *1* и корпуса *2* с помощью резиновой прокладки *3*, закладываемой в канавку в корпусе. Сборку осуществляли обжимом корпуса в канавку.

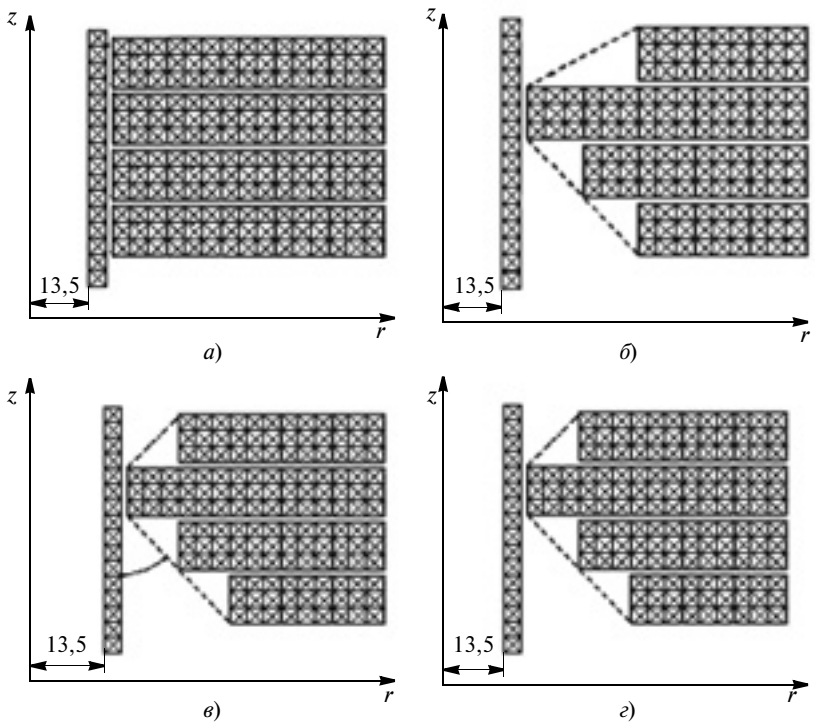


Рис. 3. Схема подбора геометрических размеров спирали индуктора

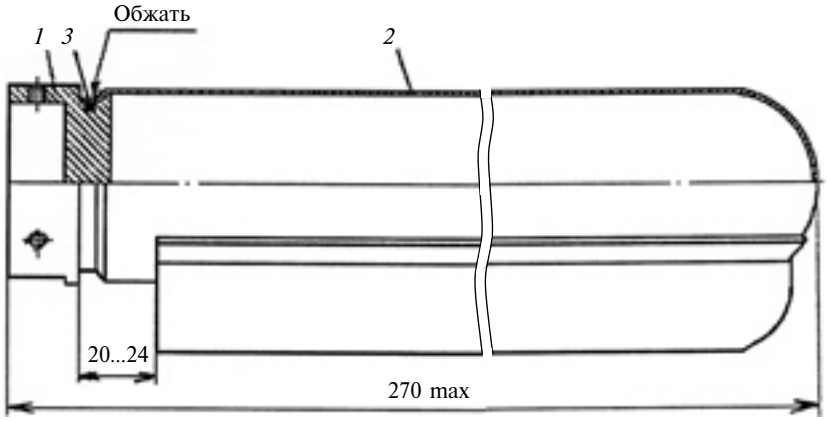


Рис. 4. Изделие "баллон"

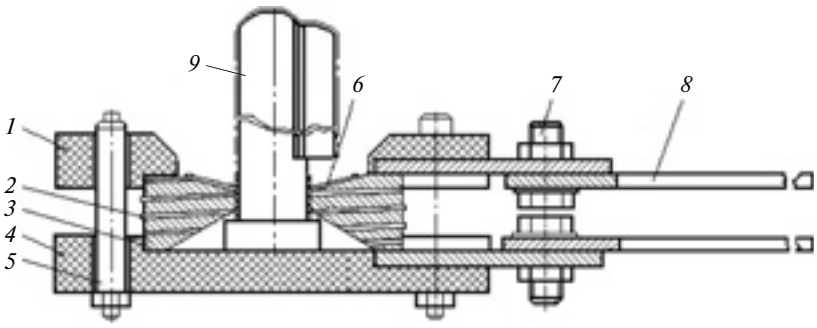


Рис. 5. Технологическая наладка:
1 — плита; *2* — прокладка; *3* — индуктор; *4* — плита; *5* — стержень; *6* — втулка; *7* — шпилька; *8* — вывод; *9* — изделие "баллон"

УДК 621.762:621.921.34

А. М. МАРТИРОСЯН, А. С. АГБАЛЯН, Н. А. ОРДЯН, А. Н. КАЗАРЯН, кандидаты технических наук (ГИУА-Политехник, г. Ереван, Армения), e-mail: nordris@gmail.com

Изготовление алмазных инструментов на металлической связке

Исследуются механические свойства металлических связок, используемых при изготовлении алмазных инструментов. Рассматриваются режимы их формования.

Ключевые слова: алмазный инструмент, связка, формование, камень.

The mechanical properties of metal matrices, used at production of diamond tools, are investigated. The modes of their shaping are considered.

Keywords: diamond tool; matrix; shaping; stone.

Эффективность различных видов обработки во многом зависит от качества инструмента. Например, для обработки природного камня большое значение имеют эксплуатационные характеристики алмазного инструмента, качество которого определяется типом и составом связки. Как основу связки используют металлические порошки, обеспечивающие высокие износостойкость инструмента и прочность сцепления алмазных зерен с матрицей. Применяемая технология изготовления алмазного инструмента основана на предварительном прессовании смеси из металлических и алмазных порошков, их последующем спекании (термофиксации) и горячей допрессовке в формах, определяющих его профиль. Такая технология позволяет получать инструменты, превосходящие по эксплуатационным характеристикам инструменты, изготовленные напылением, гальваническим осаждением, зачеканкой и т. д. [1, 2].

Основным недостатком данного метода является то, что состав металлической связки необходимо подбирать в зависимости от природы и свойств каждого обрабатываемого материала [3—5]. Кроме того, использование дорогостоящих, труднопрессуемых и теряющих свои эксплуатационные свойства при хранении металлических порошков ограничивает применение порошковой металлургии при производстве алмазных инструментов.

Поэтому актуальной задачей остается разработка металлической связки, на основе которой методом порошковой металлургии можно изготовлять алмазный инструмент разного назначения (сверла, фрезы, шлифовальные круги и пр.), работающий с наибольшей эффективностью.

На основе металлических порошков была разработана связка [6] для алмазного инструмента, отвечающая всем необходимым требованиям. Состав связки, % масс: 48÷65 Cu; 12÷16 Sn; 8÷10 Fe; 8÷10 Ni; 1÷3 B_4C; 6÷31 стружка серого чугуна. При выборе элементов для матрицы инструмента исходили из технологичности связки, возможности их химического взаимодействия и адгезионной активности к алмазу. Каждый компонент композиции "алмазный порошок — металлическая связка" определяет те или иные эксплуатационные свойства: Cu и Sn обеспечивают пластичность и низкую температуру спекания; Ni — твердость металлической матрицы и адгезионную активность к алмазным порошкам; B_4C и дробленая чугунная стружка — самозатачиваемость спеченной композиции. Чугунная стружка, содержащая свободный графит, служит твердой смазкой, позволяющей уменьшить трение в зоне резания, что особенно важно при высоких скоростях резания.

Давление горячей формовки, продолжительность термофиксации и концентрацию алмазных порошков выбирают конкретно для каждого состава связки. Из публикаций известно, что в зависимости от твердости обрабатываемого материала в качестве

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 66)

Для реализации технологического процесса была изготовлена опытная оснастка, включающая в себя индуктор-концентратор для обжима (рис. 5). Сборку осуществляли на магнитно-импульсной установке МИУ Т-2М энергоемкостью 24 кДж, с собственной частотой разряда 16 кГц. Технологический процесс устойчиво реализовался при напряжении разряда 3,5 кВт, что соответствует энергоемкости разряда 14 кДж.

Применение индуктора-концентратора, спроектированного по разработанной методике, позволило получить изделие "Баллон" за две операции без дополнительных экспериментальных и доводочных работ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Желтков В. И., Киреева А. Е., Кухарь В. Д.** Математическая модель обжатия заготовки импульсным магнитным полем // Вестник ТулГУ. Сер. Актуальные вопросы механики. 2008. Вып. 3. С. 229—234.

2. **Талалаев А. К.** Индукторы и установки для магнитно-импульсной обработки металлов. М.: Информтехника, 1992. 143 с.

связки для алмазного инструмента используют смеси разных металлических порошков, обеспечивающих небольшую, среднюю и большую твердость матрицы. Разработанная связка позволяет, варьируя параметры технологического режима, изготовлять алмазные инструменты с матрицей необходимой твердости. Требования, предъявляемые к алмазным инструментам, зависят от режима работы оборудования и обрабатываемого материала. Поэтому были исследованы физико-механические свойства разработанной связки, которая на взгляд авторов, позволяет, варьируя технологические режимы, изготовлять из спеченных порошковых композиций алмазные инструменты для эффективной обработки природных камней резанием, шлифованием или сверлением.

Для исследований было изготовлено 96 партий по 6 штук в каждой алмазно-металлических прямоугольных брикетов размером 24 × 8,5 × 8,5 мм из алмазного порошка АС32 250/200 и определены их твердость и прочность на сжатие по длине. При изготовлении образцов постоянной оставалась только температура термофиксации: $T = 720 \pm 10$ °С. Продолжительность термофиксации составляла $t = 15$; 30; 45 и 60 мин, давление горячей формовки — $p_ф = 40$; 60; 80; 100; 120 и 140 МПа, процентное содержание алмазного порошка — $K = 25$; 50; 75 и 100 %. Использование алмазного порошка АС32 250/200 средней прочности вместо дешевого абразивного порошка обеспечило полную идентичность результатов испытаний с аналогичными для предполагаемого алмазного инструмента на этой связке, так как в этом случае учитывалась и степень адгезии металлической связки к алмазам. Прочность алмазно-металлического спеченного композиционного материала зависит от энергии связи между химическими компонентами [7], что следует

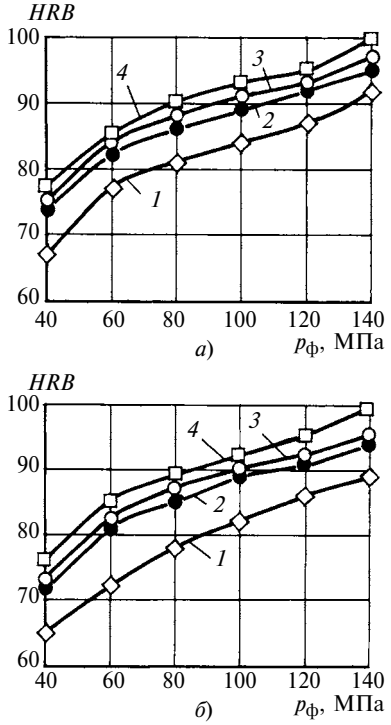


Рис. 1. Зависимости твердости *HRB* от давления $p_ф$ для образцов с содержанием алмазного порошка $K = 50$ (*а*) и 100 % (*б*), полученных при времени термофиксации $t = 15$ (*1*), 30 (*2*), 45 (*3*) и 60 мин (*4*)

учитывать при проведении экспериментов,

По твердости материала можно судить о его износостойкости. Определяя твердость образцов, полученных при разных давлениях горячей формовки и времени термофиксации, устанавливали их влияние на физико-механические свойства связки. На рис. 1, *а*, *б* приведены зависимости изменения твердости *HRB* исследуемых образцов с содержанием соответственно 50 и 100 % алмазного порошка АС32 250/200 от давления $p_ф$ горячей формовки при разном времени t термофиксации. При $p_ф = 40 \div 140$ МПа образцы, изготовленные с временем спекания $t = 15$ мин по твердости значительно уступают образцам, полученным при $t = 30$; 45 и 60 мин. Близкое расположение соответствующих зависимостей позволяет предположить, что уже при $t = 30$ мин, химическое взаимодействие компонентов композиции в основном завершается. Дальнейшее увеличение времени термофиксации мало влияет на изменение физико-механических свойств образцов. Кроме того, при $p_ф = 60$ МПа и $t = 30$ мин твердость образцов, которая определяется содержанием K алмазного порошка, составляет 84÷81 *HRB*, а в диапазоне давлений $p_ф = 100 \div 140$ МПа твердость образцов изменяется от 91÷89 до 96÷94 *HRB*. Такую твердость имеют некоторые металлические связки, используемые для изготовления износостойких алмазных инструментов [8, 9], но достигается она при более высоком давлении горячей формовки, что подтверждает эффективность использования разработанной связки в качестве матрицы для алмазных инструментов. Анализ твердости спеченных образцов (см. рис. 1, *а*, *б*) показал, что при одинаковых технологических режимах изготовления этот показатель практически не изменяется при содержании алмазного порошка 50 и 100 %.

Другим важным показателем алмазно-металлических композиционных образцов, с учетом условий работы инструмента, является прочность. По результатам испытаний построены зависимости прочности $\sigma_{сж}$ на сжатие от давления $p_ф$ для образцов размером 24 × 8,5 × 8,5 мм с содержанием 50 и 100 % порошка АС32 250/200 при разном времени термофиксации (рис. 2, *а*, *б*). Образцы, полученные при $t = 15$ мин и давлении от 40 до 140 МПа, по прочности заметно уступают образцам, полученным при $t = 30$; 45 и 60 мин. То, что прочности образцов, изготовленных при этих выдержках и $p_ф = 100$ МПа, выше, и зависимости расположены близко друг к другу (рис. 3), подтверждает предположение, что химическое взаимодействие компонентов композиции завершается в основном при $t = 30$ мин.

По зависимостям, представленным на рис. 2, *а*, *б*, можно заключить, что прочность спечен-

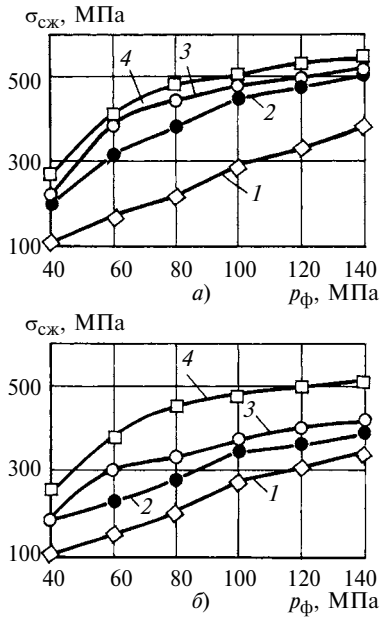


Рис. 2. Зависимости прочности $\sigma_{сж}$ от давления $p_ф$ для образцов с содержанием алмазного порошка K = 50 (*а*) и 100 % (*б*), полученных при времени термофиксации t = 15 (*1*); 30 (*2*); 45 (*3*) и 60 мин (*4*)

ных образцов резко увеличивается с повышением давления $p_ф$ от 40 до 100 МПа. Прочность образцов, изготовленных при $p_ф$ = 120 и 140 МПа, не намного выше прочности образцов, изготовленных при $p_ф$ = 100 МПа. Однако при одинаковых технологических режимах изготовления, прочность образцов снижается с повышением содержания K алмазного порошка (рис. 4). Это можно объяснить тем, что энергия химической связи металлических компонентов связки больше связи алмазного порошка [10]. Поэтому с увеличением содержания алмазного порошка в образцах энергия связи в композиционном материале снижается и его разрушение наступает при более низких нагрузках.

На основании проведенных исследований сделаны следующие выводы:

физико-механические свойства разработанной связки удовлетворяют всем требованиям, необходимым для получения матрицы при производстве алмазных инструментов;

изменяя давление горячей формовки и время термофиксации, на основе этой связки можно изготовить алмазные инструменты для эффективной обработки природных камней разной твердости резанием, шлифованием и сверлением;

при небольших давлении горячей формовки, температуре и времени термофиксации данную связку можно использовать для изготовления алмазных инструментов разного назначения, например, пальцевых фрез для обработки на станках с ЧПУ; инструмента для обработки природных камней разной твердости; фрез средней твердости (≈80 *HRB*) для обработки гранита (их высокая производительность сочетается с удовлетворительной износостойкостью). При этом фрезы твердостью 100 *HRB* оказались в

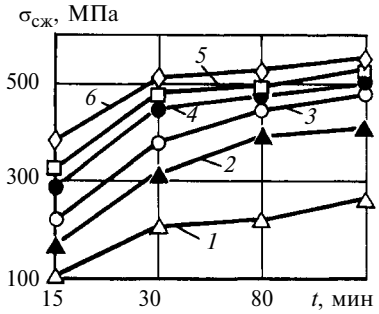


Рис. 3. Зависимости прочности $\sigma_{сж}$ образцов с содержанием алмазного порошка K = 50 % от времени t термофиксации, полученных при давлении $p_ф$ = 40 (*1*); 60 (*2*); 80 (*3*); 100 (*4*); 120 (*5*) и 140 МПа (*6*)

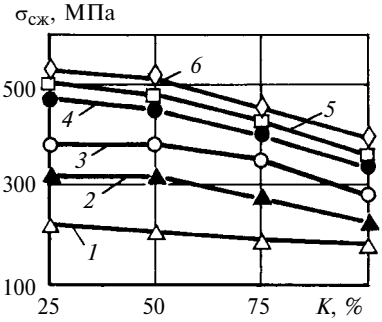


Рис. 4. Зависимости прочности $\sigma_{сж}$ образцов, полученных при времени термофиксации t = 30 мин от содержания K алмазного порошка при давлении $p_ф$ = 40 (*1*), 60 (*2*), 80 (*3*), 100 (*4*), 120 (*5*) и 140 МПа (*6*)

1,5 раза менее производительными, чем фрезы твердостью 80 *HRB*, однако более эффективными при обработке природного песчаника (базальта).

Таким образом, на основе разработанной связки, изменяя режим изготовления, можно получить алмазный инструмент, обеспечивающий максимально эффективную обработку различных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Инструменты** из сверхтвердых материалов / Под ред. Н. В. Новикова. М.: Машиностроение, 2005. 555 с.

2. **Основы** проектирования и технология изготовления абразивного и алмазного инструмента / В. Н. Бакуль, Ю. Н. Никитин, Е. Б. Верник и др. М.: Машиностроение, 1976. 296 с.

3. **Janusz K.** Cobalt as a matrix in diamond impregnated tools for stone sawing applications. Krakow. AGH. Uczeln. Wyd. nauk.-dydakt. 2002. 158 p.

4. **Кизиков Э. Д., Верник Е. Б., Кошевой Н. С.** Алмазно-металлические композиции. Киев: Техника, 1988. 135 с.

5. **Галицкий В. Н., Курищук А. В., Муровский В. А.** Алмазно-абразивный инструмент на металлических связках для обработки твердого сплава и стали. Киев: Наукова думка, 1986. 144 с.

6. **Пат. на изобретение AM 2100A2: B24D 3/00.** Металлическая связка для изготовления алмазных инструментов.

7. **Адгезия** и контактное взаимодействие расплавов / Отв. ред. Ю. В. Найдич // Сб. науч. тр. АН УССР. Ин-т проблем материаловедения им. И. Н. Францевича. Киев: Наукова думка, 1988. 231 с.

8. **А. с. 878551 СССР:** МКИ^3 B 24 D 3/06. Металлическая связка для изготовления алмазного инструмента.

9. **А. с. 339393 СССР:** МКИ^3 B 24 D 3/06. Металлическая связка для изготовления алмазного инструмента.

10. **Пайка** инструментальных материалов адгезионно-активными припоями и получение инструментов из сверхтвердых материалов // Пайка и металлизация сверхтвердых инструментальных материалов / Ю. В. Найдич, Г. А. Колесниченко, И. А. Лавриненко, Я. Ф. Моцак; под ред. Ю. В. Найдич. Киев: Наукова думка, 1977. С. 142—173.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.914.001.573

А. М. КОЗЛОВ, д-р техн. наук, Г. Е. МАЛЮТИН (Липецкий ГТУ), e-mail: kam-48@yandex.ru, malgena@rambler.ru.

Повышение производительности чистового фрезерования вогнутых поверхностей сложной формы на станках с ЧПУ

Решается проблема повышения производительности объемного фрезерования зон, оставшихся необработанными после получистового фрезерования. Представлена структура управляющей программы, позволяющая определять изменения зоны резания и самостоятельно устанавливать оптимальные режимы без применения дополнительных адаптивных устройств.

Ключевые слова: объемное фрезерование, необработанные зоны, производительность.

The problem of capability improvement of three-dimensional milling of areas, which remained unmachined after semifinishing milling, is being solved. The structure of control program, which allows determining the change of cutting zone and setting by its own the optimal modes without application of supplemental adaptive units, is presented.

Keywords: three-dimensional milling; unmachined areas; capability.

Фрезерование относительно типов обрабатываемых поверхностей по сравнению с другими видами механической обработки универсально. Оснащение станков системами ЧПУ позволяет обрабатывать и детали простой формы (линейные, цилиндрические), и детали со сложными поверхностями, сечение которых представляет собой набор кривых второго или третьего порядка. Обрабатываемые детали по форме их поверхностей можно разделить на два класса: первый — выпуклые, второй — вогнутые. Характерными деталями этих классов являются формообразующие пресс-форм и штампов — пуансоны и матрицы.

К вогнутым поверхностям сложной формы предъявляются высокие требования по точности (7—10 квалитеты) и по качеству обработки (Ra = = 0,63÷3,20 мкм). На рис. 1 (см. обложку) показана модель матрицы для литья пластмассовой детали концевик, вогнутые поверхности которой образованы параболоидами, эллипсоидами и дугами окружностей.

Предварительная обработка сложных поверхностей выполняется концевыми цилиндрическими фрезами послойно 2,5D-фрезерованием. После черновой обработки вблизи дна у вогнутых поверхностей имеются необработанные зоны. Максимальное значение параметра поверхности, образованной параболой, вычисляется по формуле [1]

$$H_{1\text{пар}} = \frac{(R_{\text{фр}} + T)^2}{2{,}2R_{\text{фр}} - \Delta T} + T^2, \qquad (1)$$

где $R_{\text{фр}}$ — радиус фрезы; T — заданный припуск; ΔT — погрешность обработки.

Глубину необработанной зоны на любом участке обрабатываемой поверхности находим по формуле [2]

$$H_{1\text{ок}} = \frac{R_{\text{фр}}\text{tg}\left(a\sin\dfrac{R_{\text{фр}}}{R_{\text{пов}}}\right)}{2} + T.$$

Здесь $R_{\text{пов}}$ — радиус участка обрабатываемой поверхности:

$$R_{\text{пов}} = R_{\text{тр}} + R_{\text{фр}},$$

где $R_{\text{тр}}$ — радиус траектории инструмента (расчет в автоматическом режиме в системе ЧПУ предоставлен в статье [3]).

Чистовая обработка — объемное фрезерование сферическими концевыми фрезами по нормали к обрабатываемой поверхности. Методика автоматического определения условия приближения инструмента к ранее необработанной зоне описана в статье [2].

Применение автоматизированных систем технологической подготовки производства (АСТПП), или CAM-систем (Computer-aided manufacturing) существенно упрощает разработку управляющих программ для изготовления деталей сложных форм, но современные CAM-системы рассчитывают траекторию инструмента только "по касанию" с обрабатываемой поверхностью, не учитывая изменений геометрических параметров зоны резания, которые оказывают влияние на силы резания, что при-

водит к непостоянству точности обработки. Для регулирования сил резания станки с ЧПУ оборудуют автоматическими системами регулирования с обратной связью. Однако их стоимость составляет 20÷30 % стоимости оборудования, кроме того, данные устройства реагируют на изменения в зоне резания с некоторым запаздыванием, поэтому они не нашли широкого применения при объемном фрезеровании.

В связи с этим оптимальные режимы резания на каждом участке обрабатываемой поверхности следует назначать на этапе разработки управляющей программы. Для этого необходимо составить математическую модель изменения геометрии зоны обработки.

Расчет сил резания сферическими фрезами с учетом особенности объемного фрезерования показаны в работе [24], где приведено выражение

$$\mathrm{d}P_z^{\Sigma} = \sum_{n=1}^{z} 1{,}15\sigma_i \int_{\varphi_н}^{\varphi_в} \frac{a}{\sin\beta_1} \cos\beta R \mathrm{d}\varphi + \\ + 0{,}252\mu\sigma_i \int_{\varphi_н}^{\varphi_в} I_з R \mathrm{d}\varphi, \qquad (2)$$

где z — число зубьев фрезы; σ_i — интенсивность напряжений при резании; a — толщина срезаемого слоя; β_1 — угол наклона плоскости сдвига стружки; β — угол между линией среза и направлением равнодействующей силы $R_р$; μ — коэффициент трения; φ — угол профиля фрезы; R — радиус фрезы; $I_з$ — износ зуба; $\varphi_в$ и $\varphi_н$ — углы между осью фрезы и верхней и нижней точками пересечения лезвия с заготовкой.

При обработке сферической фрезой толщина срезаемого слоя при первом проходе рассчитывается по формуле [5]

$$a_{\max} = 2F_з\sqrt{t/D},$$

где $F_з$ — подача на зуб; t — глубина резания; D — диаметр фрезы.

При последующих проходах

$$a_{\max} = 2l_{пр}\sqrt{t/D},$$

где $l_{пр}$ — расстояние между проходами.

Угол между линией среза и направлением равнодействующей силы $R_р$ рассчитывается по формуле [6]

$$\beta = \frac{50 - \beta_1}{0{,}8},$$

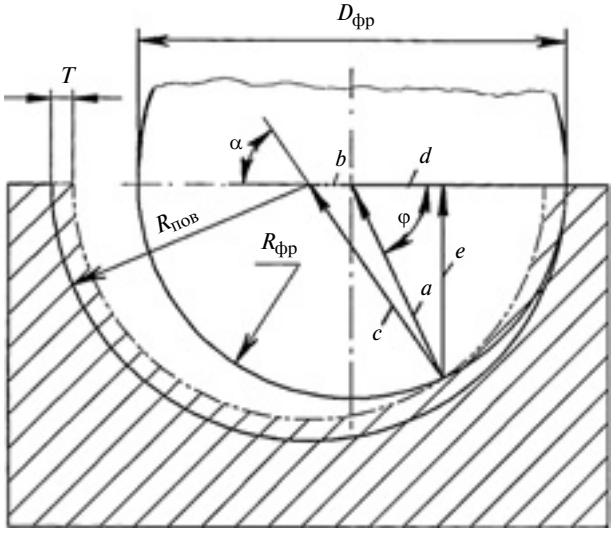


Рис. 2. Схема для определения угла контакта режущей кромки

а угол наклона плоскости сдвига

$$\beta_1 = a\mathrm{tg}\left(\frac{\cos\gamma_ф}{K_a - \sin\gamma_ф}\right),$$

где $\gamma_ф$ — передний угол инструмента (для сферических фрез $\gamma_ф = 5÷10°$), K_a — коэффициент утолщения стружки [7]:

$$K_a = \frac{\left(\dfrac{vx}{\ln\left[1 - \left(1 - \mathrm{th}\dfrac{1}{(yv+z)^2}\right)^2\right]}\right)^2}{4} + 1,$$

где v — скорость резания; x, y, z — поправочные коэффициенты [8].

Из выражения (4) получим:

$$\mathrm{d}P_z^{\Sigma} = \sum_{n=1}^{z} 1{,}15\sigma_i \frac{a}{\sin\beta_1} \cos\beta R(\varphi_в - \varphi_н) + \\ + 0{,}252\mu\sigma_i I_з R(\varphi_в - \varphi_н),$$

где $(\varphi_в - \varphi_н)$ — угол контакта режущей кромки с обрабатываемой поверхностью.

Угол контакта режущей кромки с обрабатываемой поверхностью на участке с постоянным припуском (обработка стенки) рассчитывают согласно схеме, представленной на рис. 2, по формулам:

$$\alpha = a\cos\left(\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}\right);$$

$$e = c\sin\left[a\cos\left(\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}\right)\right].$$

Так как $a = R_{фр}$; $b = R_{пов} - R_{фр} = R_{тр}$; $c = R_{пов} - T = R_{тр} + R_{фр} - T$, получим:

$$\varphi = a\sin\left\{(R_{пов} - T)\sin\left[a\cos\left(\frac{(R_{пов} - R_{фр})^2 + (R_{пов} - T)^2 - R_{фр}^2}{2R_{тр}(R_{тр} + R_{фр} - T)}\right)\right]\right\}\Big/ R_{фр} =$$

$$= a\sin\left\{(R_{тр} + R_{фр} - T)\sin\left[a\cos\left(\frac{R_{тр}^2 + (R_{тр} + R_{фр} - T)^2 - R_{фр}^2}{2R_{тр}(R_{тр} + R_{фр} - T)}\right)\right]\right\}\Big/ R_{фр}. \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что при обработке стенки на угол контакта влияют три параметра: радиус $R_{тр}$ траектории движения инструмента; радиус $R_{фр}$ сферы инструмента; припуск T на предварительную обработку.

Однако, как отмечалось ранее, расчет геометрических параметров выполняется системами ЧПУ, которые рассчитаны на упрощенную схему ввода информации, поэтому выражение (3) неудобно при автоматическом использовании систем ЧПУ, и есть необходимость в его существенном упрощении.

На рис. 3 показана зависимость (3), представляющая собой гиперболу:

$$\varphi_i = AR_{рт\,i}^{-0,8} + B. \quad (4)$$

Так как $\varphi_{i+1} = AR_{рт\,i+1}^{-0,8} + B$ и $\varphi_{i+2} = AR_{тр\,i+2}^{-0,8} + B$, получим:

$$A = \frac{\varphi_{i+2} - \varphi_{i+1}}{R_{тр\,i+2}^{-0,8} - R_{тр\,i+1}^{-0,8}};$$

$$B = \varphi_{i+1} - AR_{тр\,i+1}^{-0,8},$$

где $R_{тр\,i}$ — радиус траектории на любом участке:

$$R_{тр\,i+1} = 0,5R_{фр};$$

$$R_{тр\,i+2} = 0,6R_{фр}.$$

Припуск на чистовую обработку в процентах от радиуса инструмента составит $t = kR_{фр}$, где $k = 0,01 \div 0,20$.

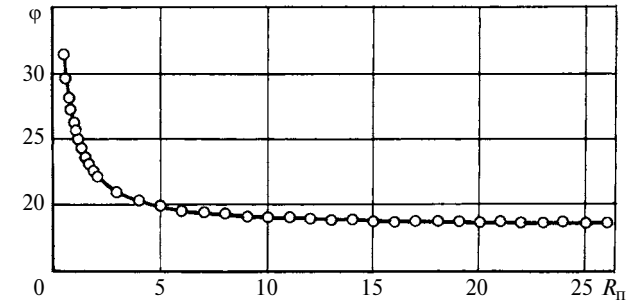


Рис. 3. Зависимость угла контакта от радиуса поверхности

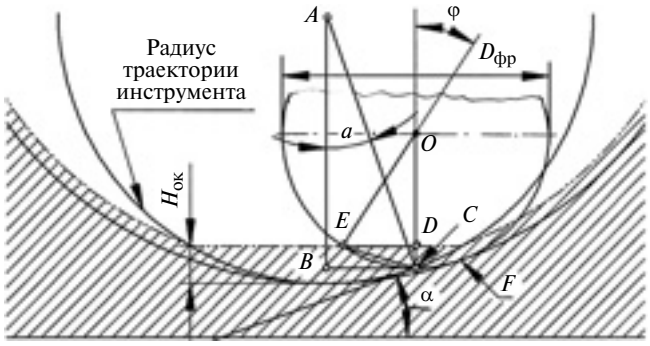


Рис. 4. Схема для определения угла контакта режущей кромки в необработанной ранее зоне

Значения $B = \varphi_{i+1}$ и φ_{i+2} при разных значениях k представлены в табл. 1.

Выражение (4) позволяет с высокой точностью определять угол контакта режущей кромки с обрабатываемой поверхностью, но при врезании инструмента в ранее необработанную зону (рис. 4),

Таблица 1

Значения для определения эмпирических коэффициентов *A* и *B*

Параметр	*k*									
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
φ_{i+1}	14,05	19,88	24,37	28,16	31,51	34,55	37,35	39,97	42,43	44,77
φ_{i+2}	13,24	18,74	22,96	26,53	29,69	32,54	35,17	37,63	39,94	42,13
Параметр	*k*									
	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
φ_{i+1}	46,99	49,13	51,18	53,16	55,08	56,93	58,74	60,50	62,22	63,90
φ_{i+2}	44,21	46,21	48,13	49,98	51,78	53,51	55,20	56,84	58,44	60,00

кроме кромки CF дополнительно вступает в работу участок кромки EC.

Из выражений:

$$AB = AC\cos\alpha = R_{\text{тр}}\cos\alpha \rightarrow$$
$$\rightarrow DC = H_{\text{ок}} - (R_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}\cos\alpha);$$

$$D_{\text{эф}} = 2\sqrt{T_{\Sigma}(D_{\text{фр}} - T_{\Sigma})};$$

$$DC = T_{\Sigma},$$

получим:

$$ED = \sqrt{(H_{\text{ок}} - (R_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}\cos\alpha)) \times} \rightarrow$$
$$\rightarrow \overline{\times (D_{\text{фр}} - H_{\text{ок}} - (R_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}\cos\alpha))};$$

$$\varphi = a\sin\frac{ED}{EO} \rightarrow a\sin\left[\sqrt{(H_{\text{ок}} - (R_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}\cos\alpha)) \times} \rightarrow\right.$$
$$\left.\rightarrow \overline{\times (2R_{\text{фр}} - H_{\text{ок}} - (R_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}\cos\alpha))}\right] / R_{\text{фр}}. \qquad (5)$$

Конструкция выражения (5) приемлема для использования на станках ЧПУ в автоматическом режиме и не требует упрощения.

По выражениям (4) и (5) система ЧПУ может самостоятельно рассчитывать угол контакта режущей кромки с обрабатываемой поверхностью на любом участке с учетом кривизны обрабатываемой поверхности и наличия нарастающего припуска необработанной ранее зоны.

Представленные выше выражения были прописаны в постпроцессор CAM системы UNIGRAPHICS для трехосевого фрезерного станка 6Б52Ф3 с системой ЧПУ SINUMERIK 802D sl. Результаты теоретических исследований были проверены при чистовом объемном фрезеровании матрицы концевика. Часть управляющей программы с пояснениями показана в табл. 2.

Представленная расчетная структура построения управляющей программы позволяет определять изменения зоны резания и самостоятельно ус-

Таблица 2

Управляющая программа для чистовой обработки детали "матрица"

Кадр управляющей программы	Пояснения к кадру
SOFT COMPCAD	Сплайн режим
N10 G40 G17 G94 G90 G71	
N20 T01 M6	Выбор инструмента
;30 (INSTRYMENT MILL_D10R5)	Описание инструмента
N40 G54	Ноль обработки
N50 R101=2 R102=5. R103=1.	R101 = Выражение (1) R102 — радиус инструмента R103 — предварительный припуск
N60 S3000 M3	Частота вращения шпинделя
N70 G1 X25. Y0.0 Z-5. F500.	Начало обработки
N130 R1=25.495 R2=11.31 R3=5. R4=25. N140 R5=1.963 R6=87.751 R7=1.961 R8=.077	Расчет вводных параметров, производится CAM-системой
N165 L1 (RASCHET TRAEK)	Переход на подпрограмму расчета траектории
Подпрограмма расчета радиуса траектории и условия приближения к необработанной ранее зоне	
N1 R9=R3+R7+0.0001 R10=R4+R8 R11=ATAN2(R10, R9) R12=90-R6-R11 R13=(SIN(R12))R14=ABS(R1/(2*R13))	Расчет радиуса участка обрабатываемой поверхности
N2 R15=R102/(R14+R102) R16=ASIN(R15) R17=TAN(R16) R18=((R102*R17)/2)+R103 R19=(R14-R18)/(R14) R20=ABS(90-ASIN(R19))	Расчет припуска и условия врезания
N165 L2 (RASCHET PODACH)	Переход на подпрограмму расчета подачи из выражения (2)
Расчет подачи (подпрограмма L2) стойка ЧПУ производит для обработки стенки (параметр R201) и для обработки необработанной ранее зоны (параметр R202), расчет траектории (подпрограмма L1) позволяет определить условие приближения режущего инструмента к необработанной ранее зоне	
При соблюдении условия:	
N170 IF R6>=R20 GOTOF MA1 IF R6<R20 GOTOF MA2	Если угол траектории будет больше угла врезания в необработанную ранее зону, то перейти к кадру MA1 или к кадру MA2
N180 MA1: G1 X24.923 Y0.0 Z-6.961 F=R201	Обработка с расчетной подачей для стенок
N190 MA2: G1 X24.923 Y0.0 Z-6.961 F=R202	Обработка с расчетной подачей для ранее необработанной зоны
N__M2	Конец программы

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.51

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, С. В. ЛАЗАРЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
С. Г. КОМАРОВА, канд. техн. наук (РХТУ им. Д. И. Менделеева), e-mail: corpotdel@yandex.ru

Расчет потерь в производственном процессе при построении карты потока создания ценности

Рассматриваются потери в производственном процессе и их расчет. Решается задача проектирования производственного процесса на основе бережливого производства.

Ключевые слова: производственный процесс, потери, карта потока создания ценности, система менеджмента качеством производства.

The losses in production process and their analysis are considered. The problem of production process design on the base of lean manufacturing is being solved.

Keywords: production process; losses; flow map of adding value.

Для оценки эффективности текущих производственных процессов предприятия используют метод построения карты потока создания ценности (КПСЦ) для потребителя [1], которая представляет собой схему, описывающую текущее либо будущее состояние одного или нескольких производственных процессов. В данном случае под потребителем понимается каждый последующий (как внутренний, так и внешний) по технологической цепочке участок производственного процесса. Потери могут быть вызваны: перепроизводством, пролеживанием, переизбытком запасов незавершенного производства (ПНЗП), переизбытком готовой продукции (ПГП), нерациональной организацией транспортных потоков, нерациональными схемой обработки, плохой организацией труда, переизбытком отходов производства. Анализ каждого звена производственного процесса на основе КПСЦ позволяет выявить все потери для поиска путей их минимизации.

Сумма всех видов потерь на момент времени t [2] определяет выражение: $R_t = \sum_{p=1}^{7} R_{pt}$, где R_{pt} — потери p-го вида за период времени t, $p = \overline{1,7}$.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 71)

танавливать оптимальные режимы, без применения дополнительных адаптивных устройств. Таким образом, повышение производительности объемного фрезерования вогнутых поверхностей сложной формы достигается покадровой оптимизацией режимов резания на любом участке обрабатываемой поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козлов А. М., Малютин Г. Е.** Повышение производительности объемного фрезерования необработанных зон // V междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение — основа технологического развития России". Курск: [Б. и.], 2013. С. 307—310.

2. **Козлов А. М., Малютин Г. Е.** Обеспечение точности объемного фрезерования на станках с ЧПУ при наличии ранее необработанных зон // Обл. семинар "Школа молодых ученых по проблемам технических наук". Липецк: [Б. и.], 2013. С. 82—86.

3. **Козлов А. М., Малютин Г. Е.** Автоматическое определение радиуса дуги при объемном фрезеровании на станках с ЧПУ // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2013. № 11. С. 14—18.

4. **Батуев В. В.** Повышение производительности и точности чистового фрезерования пространственно-сложных поверхностей со ступенчатым припуском: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск: Южно-Уральский ГУ, 2007. С. 85, 86.

5. **Аврутин С. В.** Фрезерное дело. М.: Профтехиздат, 1963. 424 с.

6. **Розенберг А. М., Еремин А. Н.** Элементы теории процесса резания металлов. М., Свердловск: Машгиз, 1956. С. 8.

7. **Козлов А. М., Малютин Г. Е.** Расчет коэффициента усадки стружки при чистовой обработке сферическими фрезами // III междунар. науч.-практ. конф. "21 век: Фундаментальная наука и технологии". М.: [Б. и.], 2014. С. 89—94.

8. **Швецов И. В.** Влияние скорости резания на усадку стружки // Тр. междунар. науч.-техн. конф. "Сварка, электротермия и родственные технологии". 2000. С. 52, 53.

Рассмотрим все возможные виды потерь.

Первый вид потерь (R_{1t}) обусловлен перепроизводством и складывается из потерь $R_{1.1t}$ от пролеживания, потерь $R_{1.2t}$ от хранения НЗП и готовой продукции [1], потерь $R_{1.3t}$ от устаревания НЗП и готовой продукции:

$$R_{1t} = R_{1.1t} + R_{1.2t} + R_{1.3t}.$$

В свою очередь, потери от хранения $R_{1.2t}$ включают в себя потери $R_{1.2.1t}$ от пролеживания и потери $R_{1.2.2t}$ от хранения на складе: $R_{1.2t} = R_{1.2.1t} + R_{1.2.2t}$.

Потери от устаревания $R_{1.3t}$ включают в себя потери от пролеживания $R_{1.3.1t}$, потери от хранения на складе $R_{1.3.2t}$ и потери от морального устаревания $R_{1.3.3t}$, которые появляются, если партия объекта становится не актуальной для дальнейшего использования в производственном процессе: $R_{1.3t} = R_{1.3.1t} + R_{1.3.2t} + R_{1.3.3t}$.

Потери $R_{1.1t}$ от пролеживания появляются при изготовлении $i_{1.1}$-го вида объекта труда после $k_{1.1}$-го технологического процесса; потери $R_{1.2t}$ от хранения появляются при изготовлении $i_{1.2}$-го вида объекта труда после $k_{1.2}$-го процесса; потери $R_{1.3t}$ от устаревания появляются при изготовлении $i_{1.3}$-го вида объекта труда после $k_{1.3}$-го процесса. Таким образом, каждый вид потерь от перепроизводства представляет собой совокупность множеств видов объектов труда и процессов.

Потери от производства:

$$R_{1t} = R_{1.1t} + (R_{1.2.1t} + R_{1.2.2t}) + (R_{1.3.1t} + R_{1.3.2t} + R_{1.3.3t}).$$

Потери от перепроизводства включают в себя также и другие виды потерь, например, потери от налога на имущество, которым облагается нереализованная продукция, страховка, дополнительный документооборот. В данном расчете учитываются только основные потери, напрямую зависящие от производственного процесса.

Потери $R_{1.1t}$ от пролеживания зависят от времени пролеживания, себестоимости объекта труда и кредитной ставки банка на средства, взятые для производства:

$$R_{1.1t} = \sum_{i_{1.1}=1}^{n_{1.1}} \sum_{k_{1.1}=1}^{l_{1.1}} N_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}} S_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}} \times \times \frac{C_{1.1\text{кр} i_{1.1} k_{1.1}}(t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}} - 1,\ t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}})}{100}. \quad (1)$$

Здесь $i_{1.1} = \overline{1, n_{1.1}}$; $n_{1.1}$ — число видов объектов труда в состоянии пролеживания в период $t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}} - 1,\ t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}}$, где $k_{1.1} = \overline{1, l_{1.1}}$ ($l_{1.1}$ — число процессов, после которых объект труда переходит в состояние пролеживания); $N_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}}$ — число объектов труда $i_{1.1}$-го вида после $k_{1.1}$-го процесса; $S_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}}$ — себестоимость одного объекта труда $i_{1.1}$-го вида после $k_{1.1}$-го процесса; $C_{1.1\text{кр} i_{1.1} k_{1.1}}(t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}} - 1,\ t_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}})$ — процентная ставка кредита, взятого на изготовление партии, $N_{1.1 i_{1.1} k_{1.1}}$ [3].

Потери от пролеживания $R_{1.2.1t}$ в составе потерь от хранения $R_{1.2t}$ вычисляются аналогично $R_{1.1t}$ [см. формулу (1)], но применительно к другому множеству процессов и видов объектов труда:

$$R_{1.2.1t} = \sum_{i_{1.2}=1}^{n_{1.2}} \sum_{k_{1.2}=1}^{l_{1.2}} N_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} S_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} \times \times \frac{C_{1.2\text{кр} i_{1.2} k_{1.2}}(t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} - 1,\ t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}})}{100}.$$

Здесь $i_{1.2} = \overline{1, n_{1.2}}$, где $n_{1.2}$ — число видов объектов труда в состоянии хранения в период $t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} - 1,\ t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}}$; $k_{1.2} = \overline{1, l_{1.2}}$ ($l_{1.2}$ — число процессов, после которых объект труда переходит в состояние хранения); $N_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}}$ — число объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса; $S_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}}$ — себестоимость одного объекта труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса; $C_{1.2\text{кр} i_{1.2} k_{1.2}}(t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} - 1,\ t_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}})$ — процентная ставка кредита, взятого на изготовление партии $N_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}}$.

Потери $R_{1.2.2t}$ от хранения на складе включают в себя затраты на складские площади, обслуживающий персонал, затраты на поддержание условий хранения, транспортировку [4]:

$$R_{1.2.2t} = \sum_{i_{1.2}=1}^{n_{1.2}} \sum_{k_{1.2}=1}^{l_{1.2}} \Big[N_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} T_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} \times \Big(C_{1.2\text{ар} i_{1.2} k_{1.2}} + C_{1.2\text{зп} i_{1.2} k_{1.2}} + Q_{1.2\text{хр} i_{1.2} k_{1.2}} \Big) + + 2 N_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}} Q_{1.2\text{тр} i_{1.2} k_{1.2}} \Big],$$

где $T_{1.2 i_{1.2} k_{1.2}}$ — период хранения объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса; $C_{1.2\text{ар} i_{1.2} k_{1.2}}$ — стоимость аренды площади, необходимой для хранения объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса; $C_{1.2\text{зп} i_{1.2} k_{1.2}}$ — зарплата персонала склада для обеспечения хранения объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса в единицу времени;

$Q_{1.2\text{хр}i_{1.2}k_{1.2}}$ — затраты на поддержание условий хранения (температура, влажность, упаковка, смазочные материалы, расходы на отопление, освещение, охрану) объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса; $Q_{1.2\text{тр}i_{1.2}k_{1.2}}$ — транспортировка до или от места хранения объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса, включая оплату труда.

Складывая потери $R_{1.2.1t}$ на пролеживание и потери $R_{1.2.2t}$ от хранения на складе, применимые ко множеству объектов труда $i_{1.2}$-го вида после $k_{1.2}$-го процесса, получим общие затраты на хранение при перепроизводстве:

$$R_{1.2t} = \sum_{i_{1.2}=1}^{n_{1.2}} \sum_{k_{1.2}=1}^{l_{1.2}} N_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} S_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} \times \times \frac{C_{1.2\text{кр}i_{1.2}k_{1.2}}(t_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} - 1, t_{1.2i_{1.2}k_{1.2}})}{100} + + \sum_{i_{1.2}=1}^{n_{1.2}} \sum_{k_{1.2}=1}^{l_{1.2}} \Big[N_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} T_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} \times \Big(C_{1.2\text{ар}i_{1.2}k_{1.2}} + C_{1.2\text{зп}i_{1.2}k_{1.2}} + Q_{1.2\text{хр}i_{1.2}k_{1.2}} \Big) + + 2 N_{1.2i_{1.2}k_{1.2}} Q_{1.2\text{тр}i_{1.2}k_{1.2}} \Big]. \quad (2)$$

Таким образом, при инвестиции денежных средств в складское хозяйство снижается прибыль. Величина потерь представляет собой косвенные издержки содержания запасов.

Формула потерь $R_{1.3.1t}$ от пролеживания и потерь $R_{1.3.2t}$ от хранения на складе в составе потерь от устаревания $R_{1.3t}$ аналогичны формуле (2), но применительно к другому множеству процессов и видов объектов труда:

$$R_{1.3.1t} + R_{1.3.2t} = \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} S_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} \times \times \frac{C_{1.3\text{кр}i_{1.3}k_{1.3}}(t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} - 1, t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}})}{100} + + \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} \Big[N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} T_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} \times \Big(C_{1.3\text{ар}i_{1.3}k_{1.3}} + C_{1.3\text{зп}i_{1.3}k_{1.3}} + Q_{1.3\text{хр}i_{1.3}k_{1.3}} \Big) + + 2 N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} Q_{1.3\text{тр}i_{1.3}k_{1.3}} \Big].$$

Здесь $i_{1.3} = \overline{1, n_{1.3}}$, где $n_{1.3}$ — число видов объектов труда в устаревшем состоянии в период $t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} - 1$, $t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}$; $k_{1.3} = \overline{1, l_{1.3}}$ ($l_{1.3}$ — число процессов, после которых объект труда хранится до устаревания); $N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}$ — число объектов труда $i_{1.3}$-го вида после $k_{1.3}$-го процесса; $S_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}$ — себестоимость одного объекта труда $i_{1.3}$-го вида после $k_{1.3}$-го процесса; $C_{1.3\text{кр}i_{1.3}k_{1.3}}(t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} - 1, t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}})$ — процентная ставка кредита, взятого на изготовление партии $N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}$.

Потери от морального устаревания $R_{1.3.3t}$ показывают полные затраты на изготовление объекта труда, как незавершенного производства, так и готовой продукции:

$$R_{1.3.3t} = \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} S_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}.$$

Складывая потери $R_{1.3.1t}$ от пролеживания, потери $R_{1.3.2t}$ от хранения на складе и потери $R_{1.3.3t}$ от морального устаревания, применимые ко множеству объектов труда $i_{1.3}$-го вида после $k_{1.3}$-го процесса, получим общие затраты при устаревании объектов труда при перепроизводстве:

$$R_{1.3t} = \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} S_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} \times \times \frac{C_{1.3\text{кр}i_{1.3}k_{1.3}}(t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} - 1, t_{1.3i_{1.3}k_{1.3}})}{100} + + \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} \Big[\Big] \Big[N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} T_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} \times \Big(C_{1.3\text{ар}i_{1.3}k_{1.3}} + C_{1.3\text{зп}i_{1.3}k_{1.3}} + Q_{1.3\text{хр}i_{1.3}k_{1.3}} \Big) + + 2 N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} Q_{1.3\text{тр}i_{1.3}k_{1.3}} \Big] + + \sum_{i_{1.3}=1}^{n_{1.3}} \sum_{k_{1.3}=1}^{l_{1.3}} N_{1.3i_{1.3}k_{1.3}} S_{1.3i_{1.3}k_{1.3}}.$$

Следовательно, потери при перепроизводстве влекут за собой потери от хранения запасов. В производственной системе Тойота (ПСТ) потери от хранения запасов выделены в отдельную категорию. Причиной тому является логичное объяснение потерь от запасов, в то время как потери от перепроизводства осознать сложнее. Потери от хранения запасов являются следствием перепроизводства. Тем не менее формулы потерь от перепроизводства и потерь, вызванных запасами, одинаковые.

Второй вид потерь (R_{2t}) вызван ожиданием из-за простоев персонала:

$$R_{2t} = \sum_{i_{2.1}=1}^{n_{2.1}} \sum_{k_{2.1}=1}^{l_{2.1}} T_{2.1 i_{2.1} k_{2.1}} \, C_{2.1 i_{2.1} k_{2.1}}.$$

Здесь $i_{2.1} = \overline{1, n_{2.1}}$, где $n_{2.1}$ — число видов объектов труда; $k_{2.1} = \overline{1, l_{2.1}}$ ($l_{2.1}$ — число процессов); $T_{2.1 i_{2.1} k_{2.1}}$ — время ожидания работника перед изготовлением объектов труда $i_{2.1}$-го вида на $k_{2.1}$-м процессе; $C_{2.1 i_{2.1} k_{2.1}}$ — заработная плата работника при изготовлении объекта труда $i_{2.1}$-го вида при $k_{2.1}$-м процессе.

Третий вид потерь (R_{3t}) вызван излишней транспортировкой и происходит при увеличенном расстоянии между смежными участками, нерациональном расположении рабочих мест. В отличие от первых двух потерь данные потери рассчитывают как разницу между затратами $R_{3\text{ф}t}$ на транспортировку при текущем состоянии процесса и затратами $R_{3\text{пл}t}$ на транспортировку при процессе, полученном на основании КПСЦ: $R_{3t} = R_{3\text{ф}t} - R_{3\text{пл}t}$.

Считаем затраты на транспортировку в процессе, полученном на основании КПСЦ, величиной постоянной $R_{3\text{пл}t} = \text{const}$. Затраты на транспортировку при текущем состоянии процесса находим по формуле

$$R_{\text{ф}t} = \sum_{i_3=1}^{n_3} \sum_{k_3=1}^{l_3} N_{3 i_3 k_3} \, Q_{3\text{тр} i_3 k_3}.$$

Здесь $i_3 = \overline{1, n_3}$, где n_3 — число транспортируемых видов объектов труда; $k_3 = \overline{1, l_3}$ (l_3 — число процессов); $N_{3 i_3 k_3}$ — число объектов труда в партии; $Q_{3\text{тр} i_3 k_3}$ — стоимость транспортировки одного объекта труда i_3-го вида после k_3-го процесса. Тогда

$$R_{3t} = \sum_{i_3=1}^{n_3} \sum_{k_3=1}^{l_3} N_{3 i_3 k_3} \, Q_{3\text{тр} i_3 k_3} - \text{const}.$$

Стоимость транспортировки имеет вид:

$$Q_{3\text{тр} i_3 k_3} = C_{3\text{ам.тр} i_3 k_3} \frac{T_{3\text{ам.ф} i_3 k_3}}{T_{3\text{ам.} i_3 k_3}} + C_{3\text{зп} i_3 k_3} \, T_{3\text{зп.ф} i_3 k_3},$$

где $C_{3\text{ам.тр} i_3 k_3}$ — амортизационная стоимость транспортного оборудования (погрузчика, конвейера); $T_{3\text{ам.ф} i_3 k_3}$ — время фактической работы транспортного оборудования; $T_{3\text{ам} i_3 k_3}$ — время, за которое полностью амортизируется транспортное оборудование; $C_{3\text{зп} i_3 k_3}$ — оплата труда рабочих при транспортировке в единицу времени; $T_{3\text{зп.ф} i_3 k_3}$ — рабочее время персонала, затраченное на транспортировку.

Потери от излишней транспортировки:

$$R_{3t} = \sum_{i_3=1}^{n_3} \sum_{k_3=1}^{l_3} N_{3 i_3 k_3} \left[C_{3\text{ам.тр} i_3 k_3} \frac{T_{3\text{ам.ф} i_3 k_3}}{T_{3\text{ам} i_3 k_3}} + C_{3\text{зп} i_3 k_3} \, T_{3\text{зп.ф} i_3 k_3} \right] - \text{const}.$$

Четвертый вид потерь (R_{4t}) вызван излишней обработкой, их рассчитывают как разницу между затратами $R_{4\text{ф}}$ на обработку при текущем состоянии процесса и затратами $R_{4\text{пл}}$ на обработку при процессе, полученном на основании КПСЦ:

$$R_{4t} = R_{4\text{ф}t} - R_{4\text{пл}t}.$$

Затраты на обработку на основании КПСЦ — величина постоянная: $R_{4\text{пл}t} = \text{const}$. Затраты на обработку при текущем состоянии процесса находим по формуле

$$R_{4\text{ф}t} = \sum_{i_4=1}^{n_4} \sum_{k_4=1}^{l_4} N_{4 i_4 k_4} \, Q_{4\text{тр} i_4 k_4}.$$

Здесь $i_4 = \overline{1, n_4}$, где n_4 — число видов объектов труда; $k_4 = \overline{1, l_4}$ (l_4 — число процессов); $N_{4 i_4 k_4}$ — число объектов труда в партии; $Q_{4\text{тр} i_4 k_4}$ — стоимость обработки одного объекта труда i_4-го вида после k_4-го процесса. Тогда

$$R_{4t} = \sum_{i_4=1}^{n_4} \sum_{k_4=1}^{l_4} N_{4 i_4 k_4} \, Q_{4\text{тр} i_4 k_4} \, t - \text{const}.$$

Стоимость обработки:

$$Q_{4\text{об} i_4 k_4} = C_{4\text{ам.об} i_4 k_4} \frac{T_{4\text{ам.ф} i_4 k_4}}{T_{4\text{ам} i_4 k_4}} + C_{4\text{зп} i_4 k_4} \, T_{4\text{зп.ф} i_4 k_4},$$

где $C_{4\text{ам.об} i_4 k_4}$ — стоимость амортизационных отчислений на оборудование из расчета времени излишней обработки одного объекта труда;

$T_{4\text{ам.ф}i_4k_4}$ — время фактической работы оборудования; $T_{4\text{ам}i_4k_4}$ — время, за которое полностью амортизируется оборудование; $C_{4\text{зп}i_4k_4}$ — оплата труда рабочих при обработке в единицу времени; $T_{4\text{зп.ф}i_4k_4}$ — рабочее время персонала, затраченное на обработку.

Потери от излишней обработки:

$$R_{4t} = \sum_{i_4=1}^{n_4} \sum_{k_4=1}^{l_4} N_{4i_4k_4} \left[C_{4\text{ам.об}i_4k_4} \frac{T_{4\text{ам.ф}i_4k_4}}{T_{4\text{ам}i_4k_4}} + C_{4\text{зп}i_4k_4} T_{4\text{зп.ф}i_4k_4} \right] - \text{const}.$$

Пятый вид потерь (R_{5t}) обусловлен нерациональными действиями персонала, т. е. нерациональной организацией рабочего места. В это понятие включены затраты времени персонала, вызванные неудобным расположением инструмента, отсутствием места хранения деталей и расходных материалов [5]. Потери R_{5t} рассчитывают как разницу между затратами R_{5t} времени на операцию при текущем состоянии процесса и затратами $R_{5\text{пл}t}$ времени на операцию, полученную на основании КПСЦ: $R_{5t} = R_{5\text{ф}t} - R_{5\text{пл}}$.

Затраты $R_{5\text{пл}}$ — величина постоянная, затраты на операцию при текущем состоянии процесса определяются по формуле

$$R_{5\text{ф}t} = \sum_{i_5=1}^{n_5} \sum_{k_5=1}^{l_5} N_{5i_5k_5} Q_{5\text{тр}i_5k_5}.$$

Здесь $i_5 = \overline{1, n_5}$, где n_5 — число видов объектов труда; $k_5 = \overline{1, l_5}$ (l_5 — число операций); $N_{5i_5k_5}$ — число объектов труда в партии; $Q_{5\text{тр}i_5k_5}$ — оплата труда рабочего за обработку одного объекта труда i_5-го вида на k_5-й операции. Тогда

$$R_{5t} = \sum_{i_5=1}^{n_5} \sum_{k_5=1}^{l_5} N_{5i_5k_5} Q_{5\text{тр}i_5k_5} - \text{const}.$$

Оплату труда одного рабочего рассчитываем по формуле

$$Q_{5\text{дв}i_5k_5} = C_{5\text{дв}i_5k_5} T_{5\text{зп.ф}i_5k_5},$$

где $C_{5\text{дв}i_5k_5}$ — оплата единицы рабочего времени; $T_{5\text{зп.ф}i_5k_5}$ — время, затраченное на обработку.

Потери от излишней обработки:

$$R_{5t} = \sum_{i_5=1}^{n_5} \sum_{k_5=1}^{l_5} N_{5i_5k_5} C_{5\text{дв}i_5k_5} T_{5\text{зп.ф}i_5k_5} - \text{const}.$$

Шестой вид потерь (R_{6t}) связан с возникновением брака. Рассмотрим два случая: первый — брак можно исправить; второй — брак неисправим. Пусть $i_{6.1}$ — множество объектов труда с исправимым браком, а $i_{6.2}$ — множество объектов труда с неисправимыми дефектами, их сумма $i_6 = i_{6.1} + i_{6.2}$.

Потери R_{6t} от брака включают в себя потери $R_{6.1t}$ от исправлений дефектов и потери $R_{6.2t}$ от возникновения неисправимого брака: $R_{6t} = R_{6.1t} + R_{6.2t}$.

Потери $R_{6.1.1t}$ от исправлений дефектов состоят из оплаты труда рабочих, потерь $R_{6.1.2t}$ из-за задержек изготовления объектов труда и потерь $R_{6.1.3t}$ от амортизации оборудования, использованного для исправления дефектов.

Потери от брака:

$$R_{6t} = (R_{6.1.1t} + R_{6.1.2t} + R_{6.1.3t}) + R_{6.2t}.$$

Потери при оплате труда рабочих при исправлении дефектов:

$$R_{6.1.1t} = \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} C_{6.1\text{ис}i_{6.1}k_{6.1}}.$$

Здесь $i_{6.1} = \overline{1, n_{6.1}}$, где $n_{6.1}$ — число видов объектов труда с исправленными дефектами; $k_{6.1} = \overline{1, l_{6.1}}$ ($l_{6.1}$ — число необходимых операций); $N_{6.1i_{6.1}k_{6.1}}$ — число объектов труда с исправлениями дефектов; $C_{6.1\text{ис}i_{6.1}k_{6.1}}$ — оплата труда рабочего для исправления одного объекта труда $i_{6.1}$-го вида на $k_{6.1}$-й операции.

Потери $R_{6.1.2t}$ от задержек изготовления зависят от времени исправления дефектов, включая время ожидания, себестоимости объекта труда и кредитной ставки банка на средства, взятые для производства:

$$R_{6.1.2t} = \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} S_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} \times \times \frac{C_{6.1\text{кр}i_{6.1}k_{6.1}}(t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} - 1,\ t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}})}{100}, \quad (1)$$

где $t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} - 1$, $t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}}$ — время на исправление; $S_{6.1i_{6.1}k_{6.1}}$ — себестоимость одного объекта труда $i_{6.1}$-го вида после $k_{6.1}$-го процесса; $C_{6.1\text{кр}i_{6.1}k_{6.1}}(t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}} - 1,\ t_{6.1i_{6.1}k_{6.1}})$ — процент-

ная ставка кредита, взятого на изготовление партии; $R_{6.1.3t}$ — затраты на амортизацию оборудования, используемого для исправления дефектов:

$$R_{6.1.1t} = \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \, Q_{6.1\text{тр} i_{6.1} k_{6.1}};$$

$Q_{6.1\text{тр}ik}$ — стоимость исправления одного объекта труда $i_{6.1}$-го вида на $k_{6.1}$-й операции:

$$Q_{6.1\text{тр} i_{6.1} k_{6.1}} = C_{6.1\text{ам.об}ik} \frac{T_{6.1\text{ам.ф} i_{6.1} k_{6.1}}}{T_{6.1\text{ам} i_{6.1} k_{6.1}}},$$

где $C_{6.1\text{ам.об}ik}$ — стоимость амортизационных отчислений на оборудование из расчета времени исправления дефекта одного объекта труда $i_{6.1}$-го вида на $k_{6.1}$-й операции; $T_{6.1\text{ам.ф}i_{6.1}k_{6.1}}$ — время работы оборудования при исправлении одного объекта труда $i_{6.1}$-го вида на $k_{6.1}$-й операции; $T_{6.1\text{ам}i_{6.1}k_{6.1}}$ — время, за которое полностью амортизируется оборудование. Тогда получим:

$$R_{6.1.3t} = \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \, C_{6.1\text{ам.об} i_{6.1} k_{6.1}} \times \times \frac{T_{6.1\text{ам.ф} i_{6.1} k_{6.1}}}{T_{6.1\text{ам} i_{6.1} k_{6.1}}}.$$

Потери $R_{6.2t}$ от производства объектов труда с неисправимым браком представляют собой затраты на изготовление объекта труда $i_{6.2}$-го вида до $k_{6.2}$-й операции включительно:

$$R_{6.2t} = \sum_{i_{6.2}=1}^{n_{6.2}} \sum_{k_{6.2}=1}^{l_{6.2}} N_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}} \, S_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}},$$

где $N_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}}$ — число объектов труда в партии; $S_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}}$ — себестоимость одного объекта труда $i_{6.2}$-го вида после $k_{6.2}$-й операции.

Следовательно, получим:

$$R_{6t} = \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \, C_{6.1\text{ис} i_{6.1} k_{6.1}} + \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \, S_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \times \times \frac{C_{6.1\text{кр} i_{6.1} k_{6.1}} (t_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} - 1, t_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}})}{100} + \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \, C_{6.1\text{ам.об} i_{6.1} k_{6.1}} \times \times \frac{T_{6.1\text{ам.ф} i_{6.1} k_{6.1}}}{T_{6.1\text{ам} i_{6.1} k_{6.1}}} + \sum_{i_{6.2}=1}^{n_{6.2}} \sum_{k_{6.2}=1}^{l_{6.2}} N_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}} \, S_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}} =$$

$$= \sum_{i_{6.1}=1}^{n_{6.1}} \sum_{k_{6.1}=1}^{l_{6.1}} N_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \left[C_{6.1\text{ис} i_{6.1} k_{6.1}} + S_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} \frac{C_{6.1\text{кр} i_{6.1} k_{6.1}} (t_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}} - 1, t_{6.1 i_{6.1} k_{6.1}})}{100} + C_{6.1\text{ам.об} i_{6.1} k_{6.1}} \frac{T_{6.1\text{ам.ф} i_{6.1} k_{6.1}}}{T_{6.1\text{ам} i_{6.1} k_{6.1}}} \right] + \sum_{i_{6.2}=1}^{n_{6.2}} \sum_{k_{6.2}=1}^{l_{6.2}} N_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}} \, S_{6.2 i_{6.2} k_{6.2}}.$$

Седьмой вид потерь (R_{7t}) связан с наличием отходов производства, которые необходимо утилизировать или перерабатывать во вторичное сырье. В первом случае это чистые затраты предприятия, во втором — отходы производства можно реализовывать другим предприятиям и получать дополнительную прибыль. Кроме того, можно использовать вторичное сырье в данном производстве. Обозначим затраты на утилизацию $R_{7.1t}$ и прибыль от переработки $R_{7.2t}$, тогда потери составят $R_{7t} = R_{7.1t} - R_{7.2t}$.

Потери на утилизацию

$$R_{7.1t} = \sum_{i_{7.1}=1}^{n_{7.1}} \sum_{k_{7.1}=1}^{l_{7.1}} C_{\text{ут} i_{7.1} k_{7.1}} \, N_{7.1 i_{7.1} k_{7.1}}.$$

Здесь $i_{7.1} = \overline{1, n_{7.1}}$, где $n_{7.1}$ — число видов объектов труда, отходы которых утилизируются; $k_{7.1} = \overline{1, l_{7.1}}$ ($l_{7.1}$ — число операций, после которых появляются отходы для утилизации); $N_{7.1 i_{7.1} k_{7.1}}$ — число объектов труда $i_{7.1}$-го вида, отходы которого утилизируются после $k_{7.1}$-й операции; $C_{\text{ут} i_{7.1} k_{7.1}}$ — стоимость утилизации отходов одного объекта труда $i_{7.1}$-го вида после $k_{7.1}$-й операции.

Прибыль от переработки отходов

$$R_{7.2t} = \sum_{i_{7.2}=1}^{n_{7.2}} \sum_{k_{7.2}=1}^{l_{7.2}} C_{\text{втор} i_{7.2} k_{7.2}} \, N_{7.2 i_{7.2} k_{7.2}}.$$

Здесь $i_{7.2} = \overline{1, n_{7.2}}$, где $n_{7.2}$ — число видов объектов труда, отходы которых перерабатываются во вторичное сырье; $k_{7.2} = \overline{1, l_{7.2}}$ ($l_{7.2}$ — число операций,

после которых появляются отходы для переработки во вторичное сырье); $N_{7.2 i_{7.2} k_{7.2}}$ — число объектов труда $i_{7.2}$-го вида, отходы которого перерабатываются после $k_{7.2}$-й операции; $C_{\text{втор} i_{7.2} k_{7.2}}$ — стоимость утилизации отходов одного объекта труда $i_{7.2}$-го вида после $k_{7.2}$-й операции.

Потери от отходов (определяются как разница между потерями от утилизации отходов множества $i_{7.1}$ и прибылью от переработки отходов множества $i_{7.2}$:

$$R_{7t} = \sum_{i_{7.1}=1}^{n_{7.1}} \sum_{k_{7.1}=1}^{l_{7.1}} C_{\text{ут} i_{7.1} k_{7.1}} N_{7.1 i_{7.1} k_{7.1}} - \sum_{i_{7.2}=1}^{n_{7.2}} \sum_{k_{7.2}=1}^{l_{7.2}} C_{\text{втор} i_{7.2} k_{7.2}} N_{7.2 i_{7.2} k_{7.2}}.$$

Анализ производственных потерь показывает текущие финансовые издержки и стоимость их устранения. На основе полученной информации принимается решение об изменениях производственных процессов и готовности предприятия осуществлять эти изменения.

Совершенствование производственного процесса, направленное на устранение всех видов потерь должно осуществляться постоянно [1]. Данный подход лежит в основе системы менеджмента качеством производства, применение которой позволяет повысить эффективность производства, качество выпускаемой продукции и обеспечивает экономическую стабильность предприятия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лайкер Д.** Dao Toyota: 14 принципов ведущей компании мира / Пер. с англ. Т. Гутман. М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 402 с.
2. **Оно Т.** Производственная система Тойоты: уходя от массового производства / Пер. с англ. А. Грязнова, А. Тяглова. М.: Институт комплексных стратегических исследований, 2008. 208 с.
3. **Омельченко И. Н., Канчавели А. Д., Денисов А. В.** Организационно-экономические методы разработки проектов реструктуризации промышленных предприятий. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.
4. **Хедли Дж., Уайтин Т.** Анализ систем управления запасами. М.: Наука, 1969. 512 с.
5. **Вумек Д., Джонс Д.** Бережливое производство: как избавиться от потерь и добиться процветания вашей компании / Пер. с англ. С. Турко. М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 473 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).

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2014 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Абдуллаев А. И., Наджафов А. М., Саламов А. А. — Поисковое конструирование мультипликатора ветроэнергетического агрегата. № 12.

Абрамов И. В., Абрамов А. И., Синицын А. Н., Синицына В. В. — Влияние механической сборки на напряженно-деформированное состояние деталей соединений с натягом. № 10.

Аверьянов Г. С., Бельков В. Н., Бурьян Ю. А., Корчагин А. Б., Балашов В. С. — Анализ и синтез принципиальных схем вибрационной зашиты насосных станций систем водоснабжения. № 1.

Александров И. К. — Поезда модульного типа на основе электровозов. № 4.

Алюков С. В. — Внешняя характеристика инерционной бесступенчатой передачи с повышенной нагрузочной способностью. № 4. Методика расчета механизма свободного хода релейного типа. № 6.

Андреев А. Г., Щепкин В. А. — Причины ослабления соединений элементов колеса тепловоза. № 1.

Андреева С. Г., Железнов Г. С., Круцило В. Г. — Влияние отклонений формы и расположения обрабатываемого отверстия на отклонения обработанного отверстия при развертывании. № 3.

Андросов С. П., Браилов И. Г., Визигин Д. В. — Модель цилиндрического косозубого зубчатого колеса. № 4.

Асанов Р. Э., Кузнецов А. П., Косов М. Г. — Инженерный метод оценки и выбора мехатронных модулей по интегральным параметрам при проектировании технических устройств. № 12.

Афонин С. М. — Многомерная структурно-параметрическая модель многослойного электромагнитоупругого актюатора нано- и микроперемещений. № 2. Структурно-параметрические модели и схемы многослойного пьезодвигателя нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте. № 8. Динамические характеристики многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений. № 11.

Баранов В. Л., Канунников А. В., Тер-Данилов Р. А. — Вероятностные характеристики распределения высоты регулярного микрорельефа как факторы управления силовыми параметрами в задачах контактной приработки. № 11.

Баранова Е. М., Баранов А. Н. — Построение математической модели полета пули на основе ее массогабаритных параметров. № 9.

Бардушкин В. В., Яковлев В. Б., Сычёв А. П., Сычёв А. А., Кириллов Д. А., Сорокин А. И. — Прогнозирование предельных значений прочностных показателей нетекстурированных матричных композитов с применением оператора концентрации напряжений. № 10.

Беда А. И. — Влияние частоты вращения вала на демпфирующую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса. № 11.

Бекаев А. А., Соковников В. К., Строков П. И. — Электрогидравлические устройства на основе эффекта Л. А. Юткина. № 7.

Бетковский Ю. Я. — Обобщенные массы механических конструкций. № 2.

Благонравов А. А., Юркевич А. В., Терешин А. В. — Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора. № 2.

Богданов В. И. — Техническая реализация эффекта присоединения массы газа для увеличения тяги пульсирующих реактивных двигателей. № 9.

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Князева М. П., Федотов К. Д. — Моделирование процессов управления в задаче рациональной замены оборудования. № 7. Имитационное моделирование технических систем на основе статистических оценок. № 8.

Бржозовский Б. М., Захаров О. В. — Алгоритм профилирования дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей. № 9.

Бровман М. Я. — Устойчивость системы балок при продольном изгибе. № 10.

Бурьян Ю. А., Поляков С. Н., Глазкова Е. Ю. — Двухкаскадная система виброизоляции с гидравлическими инерционными преобразователями движения. № 11.

Вавилов В. Е. — Уточненная математическая модель гибридных магнитных подшипников. № 4. Параметры гибридного магнитного подшипника при осевом смещении магнитных колец. № 12.

Ванин В. А., Колодин А. Н., Родина А. А. — Резьбообрабатывающие станки с гидравлическими формообразующими связями на основе шагового гидропривода для обработки винтовых поверхностей переменного шага. № 7.

Великанов Н. Л., Корягин С. И., Наумов В. А. — Гидродинамическое сопротивление решеток и сеток в прямом трубопроводе. № 6.

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Моделирование форм твердых частиц, перемещаемых гидротранспортом. № 4.

Волков Г. Ю., Колмаков С. В. — Структурный синтез безводильных планетарных передач. № 4.

Выборнов Э. П. — Выбор исходных геометрических параметров комплексного гидротрансформатора для расчета его характеристик. № 7.

Галдин Н. С., Ерёмина С. В., Курбацкая О. В. — Программно-имитационный комплекс для моделирования основных механизмов мостового крана на ранних этапах проектирования. № 10.

Галкин М. Г., Смагин А. С. — Вероятностный расчет технологических размерных цепей с учетом ко-

лебаний значений технологических припусков. № 12.

Гоголева О. В., Попов С. Н., Петрова П. Н., Охлопкова А. А. — Исследование структур и свойств композиционных материалов, созданных на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и терморасширенного графита. № 9.

Гончаров А. А., Гончаров Ан. А. — Модифицированная контактная модель клиновых механизмов свободного хода. № 9.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Бугайский В. В., Осмехин А. Н. — Влияние остаточной магнитной индукции на амплитудно-частотные характеристики магнитореологических трансформаторов. № 10.

Горин С. В., Куклин М. В., Некрасов В. А. — Снижение пульсации давлений рабочей среды в трубопроводе с помощью импедансных включений. № 9.

Горчев В. С. — Методика решения задач для автоматических линий с участками разной производительности. № 8. Решение для автоматических линий непрерывного действия структуры "2×1" с производительностями участков $q_1 > q_2$. № 9.

Грозин Г. А., Филатов А. А., Жуков А. А., Сендовская О. А., Масленникова Е. А. — Установка для механической обработки рогообразных сердечников. № 4.

Гроховский Д. В. — Расчет механизмов подъема грузов плавучих кранов большой грузоподъемности. № 7. Новый метод расчета канатных лебедок механизма подъема грузов плавучих кранов. № 9.

Евсеенко И. А. — Метод синтеза планетарных коробок передач с любым числом степеней свободы. № 3.

Екименко А. Н. — Оптимизация переработки древесных пластиков плунжерной экструзией. № 3.

Иванов А. А. — Селективные захваты промышленных роботов. № 1.

Иванов А. С., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н., Седова Л. А. — Конструирование муфт свободного хода редукторов. № 10.

Иванов А. С., Смелянская Л. И. — Конструирование и расчет клеммовых соединений. № 6.

Иванов А. С., Фомин М. В., Ермолаев М. М., Чиркин А. В. — Профили зубьев зубчатых колес. № 12.

Ивашов Е. Н., Федотов К. Д. — Подсистема автоматизированного проектирования элементов пьезоэлектрических устройств. № 6.

Исмагилов Ф. Р., Хайрулин И. Х., Вавилов В. Е., Дуракова В. С. — Влияние эксцентриситета ротора на магнитное поле быстроходных магнитоэлектрических генераторов. № 7.

Каданов А. В. — Метод построения ряда межосевых расстояний для зубчатых передач внешнего зацепления. № 6.

Каракулов М. Н. — Распределение сил в многопарном плунжерном зацеплении. № 8.

Каргин П. А. — Перспективы применения эвольвентных передач с несимметричными профилями зубьев. № 10.

Кириллов А. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. — Двухкоординатный сканирующий стол с электромеханическими приводами на базе планетарных роликовинтовых передач для нанотехнологического оборудования. № 8.

Кичкарь Ю. Е., Кичкарь И. Ю. — Определение параметров колебаний вибромашин. № 8.

Ковалёв А. А., Спокойный И. А., Шашурин В. Д. — Оценка кавитационной стойкости узлов и деталей машин, работающих в жидких агрессивных средах. № 5.

Кондаков С. В., Павловская О. О., Горяев Н. К. — Исследование поворота энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией. № 11.

Копотилов В. И. — Механизм движения самоходной транспортной машины. № 11.

Короткин В. И., Газзаев Д. А. — Приведенный объемный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колес с зацеплением Новикова. № 1. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колес зубчатых передач Новикова. № 11.

Крюков С. А. — Шлифовальный инструмент из абразивного материала на основе составляющих разной зернистости. № 10.

Кузбаков Ж. И. — Колебания приводного устройства щековой дробилки и способы их локализации. № 9.

Кузнецов А. П., Утенков В. М., Ширшов А. Г. — Оценка тепловых процессов в металлорежущих станках методами аналогии математических моделей физических процессов. № 10.

Куриленко Г. А., Юрьев Г. С., Рыков А. А. — Синтез активной виброзащитной системы. № 4.

Легаев В. П., Клименков Ю. С. — Анализ методик расчета газостатических радиальных подшипников. № 9.

Малыгин В. И., Лобанов Н. В., Васильев А. В. — Экспериментальное исследование влияния состояния резьбовых поверхностей на затяжку высоконагруженных болтовых соединений. № 6.

Мамедов А. Ф. — Расчет шпоночного соединения. № 2.

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Гутиев Э. К. — Определение максимальной высоты вертикального препятствия, преодолеваемого полноприводным автомобилем. № 2. Уточнение расчета максимальной высоты вертикального препятствия, преодолеваемого колесной машиной с места. № 3.

Марцинковский В. А., Хализева А. Г., Корчак А. — Статический и динамический расчеты новой затворной системы осевого уравновешивания ротора центробежного компрессора. № 7.

Марьина Н. Л. — Исследования деформирования коленчатых валов форсированных дизелей при сложном нагруженном состоянии. № 5.

Маслов Н. А. — Использование продолжительности торможения насоса в качестве диагностического параметра. № 4. Обоснование принципиальной схемы стенда для испытаний объемных гидромашин. № 6.

Маслов Н. А., Казаченко Я. О. — Метрологическое обоснование выбора метода и параметра диагностирования насоса. № 3. Метрологическое обеспечение стенда для испытаний насосов с инерционным приводным устройством. № 5.

Махалов М. С., Блюменштейн В. Ю. — Моделирование остаточных напряжений на разных этапах жизненного цикла изделий. № 12.

Медведев А. М., Литовка Г. В. — Повышение эффективности мероприятий по снижению уровня шума виброабразивных станков. № 12.

Медведев Ю. А., Филимонов В. Н. — Исследование влияния газовых включений в рабочей жидкости на динамические свойства электрогидравлических исполнительных механизмов. № 5.

Метильков С. А., Бережной С. Б. — Прогнозирование ресурса цепных передач. № 3. Проектирование встроенных многоваловых цепных передач. № 4.

Морозов В. Н., Краснощёков И. Л., Павлович Л. А., Красинский Д. Б., Мельников Е. В., Павлович И. Л., Клинов Р. А. — Особенности технологических испытаний гидроприводов судоходных гидротехнических сооружений. № 4.

Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М. — Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. № 5.

Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н. — Экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. № 4.

Набоков В. К. — Гусеница с гибкими шарнирами. № 11.

Нахатакян Ф. Г. — Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии. № 2.

Нечаев А. И. — Особенности планетарных механизмов с двумя центральными колесами и сдвоенным сателлитом. № 2.

Нижегородов А. И. — Радиально-поршневой насос с фазовым регулированием и знакопеременной подачей. № 11. Радиально-поршневая гидромашина с фазово-объемным регулированием подачи и режимом амплитудно-частотной модуляции для приводов вибрационных сейсмоиспытательных платформ. № 12.

Огрызков С. Г., Бойков В. Г., Березовский А. В. — Традиции и современность. Конструирование подвесных устройств для больших колоколов с оптимальными прочностными и динамическими характеристиками. № 1.

Ольховик Е. О., Десницкий В. В. — Исследование влияния размерной точности отливки боковой рамы тележки грузового железнодорожного вагона на ее прочность. № 10.

Остсемин А. А. — Прочность несимметричного механически неоднородного сварного соединения с поверхностным трещиноподобным дефектом. № 2. Несущая способность сварных соединений с механической неоднородностью. № 5.

Паршин С. В., Паршин В. С. — Расчет показателя напряженного состояния металла при многооперационных процессах пластической деформации. № 10.

Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Гужвенко И. Н. — Применение модифицированных смазочных материалов для повышения износостойкости деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля. № 12.

Пермяков В. Б., Савельев С. В., Михеев В. В. — Использование деформационных свойств пневмошин в вибрационных машинах. № 11.

Пермяков К. В., Сальников А. Ф. — Исследование работоспособности выхлопного тракта газоперекачивающего агрегата. № 6.

Петровский А. Н. — Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Критерий, целевые функции, параметры. № 5. Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Условия существования и качества зацепления. Численное решение. № 7.

Расторгуев Г. А. — Дефектация станин металлорежущих станков. № 11.

Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В. — Исследование коэффициентов концентрации напряжений в галтелях зубьев шпоночной протяжки методом фотомеханики. № 1.

Рождественский Ю. В., Камалтдинов В. Г., Малозёмов А. А., Хозенюк Н. А. — Эффективная двигатель-генераторная установка для малой энергетики. № 12.

Рубин А. М. — Расчетная модель радиального подшипника при распределении нагрузки по телам качения. № 2. Расчетная модель контактной задачи для узкой пластины и системы крепежных соединений. № 10.

Рыков А. А., Юрьев Г. С. — Стенды для создания ударных нагрузок сложной формы. № 4.

Рябов К. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. — Разработка и исследование актуатора для радиотелескопа с активным рефлектором. № 6.

Савкин А. Н., Андроник А. В., Суханов М. А. — Оценка предела усталости элементов подвески автомобиля в программе SolidWorks. № 12.

Салтыков М. А., Сиротенко И. В. — Концептуальный подход к конструированию среднеоборотных форсированных дизелей Д49 (ЧН 26/26). № 12.

Скребнёв Г. Г., Ананьев А. С. — Исследование распределения нагрузки между зубьями червячных зуборезных фрез. № 8.

Соколов С. Л., Ушаков Б. Н. — Анализ усталостной долговечности резинокордных элементов машин. № 3.

Солоденков С. В., Лютин К. И., Чугунова Е. Е. — Условия выбора параметров динамического гасителя колебаний гидромеханической системы постоянной частоты вращения. № 9.

Сорокин Г. М. — Перспективы повышения долговечности машин. № 8.

Степнов М. Н., Логвиненко В. В. — Вероятностные закономерности применительно к коэффициенту масштабного фактора при многоцикловой усталости углеродистых и легированных сталей. № 6.

Сыркин В. В., Трейер В. А. — Исследование работы регуляторов давления повышенной герметичности в условиях вибрационных нагрузок. № 5.

Таратынов О. В., Клепиков В. В., Черепахин А. А. — Совершенствование технологических систем на основе матричного отображения параметрического пространства. № 5.

Теренченко А. С., Карпухин К. Е., Шорин А. А., Скляринский С. Ф. — Оптимизация потерь в тяговом асинхронном двигателе в составе комбинированной энергоустановки. № 12.

Тескер Е. И., Тескер С. Е. — Повышение несущей способности зубчатых колес трансмиссий и приводов лазерной обработкой. № 2.

Тескер Е. И., Тескер С. Е., Гурьев В. А. — Влияние конструктивных концентраторов напряжений на прочность поверхностных слоев, полученных наплавкой порошков лазером. № 1.

Уткин В. С. — Определение степени риска принятия решений о надежности деталей машин по интервалам расчетных значений их вероятности надежности. № 1.

Фершалов А. Ю., Фершалов М. Ю. — Методика определения газодинамических и конструктивных характеристик проточной части большешаговых рабочих колес малорасходных турбин. № 10.

Хабрат Н. И. — Определение горизонтального усилия на рельсовую колею при перекосе мостового крана. Создание бесперекосного привода перемещения крана. № 2.

Хабрат Н. И., Умеров Э. Д. — Использование клиноременной передачи в качестве демпфера в измерителе среднего вращающего момента привода. № 1.

Цуканов И. Ю. — Применение универсальной волнообразной функции в плоской задаче оптимизации формы контактирующих поверхностей деталей машин. № 11.

Цуканов И. Ю., Албагачиев А. Ю. — Компьютерное моделирование поверхностей деталей машин с нерегулярными неровностями по параметрическим данным. № 5.

Чалаби И. Г. — Определение показателей надежности современных машиностроительных изделий. № 7.

Челпанов И. Б., Кочетков А. В. — Совершенствование методов проектирования роторных стендов. № 7.

Шермухамедов А. А., Топалиди В. А. — Моделирование тормозной системы многозвенного автомобильного поезда. № 2.

Шеров А. К., Аликулов Д. Е., Черешка А., Смирнов Ю. М., Шеров К. Т. — Размерный анализ рабочих поверхностей деталей шестеренного насоса. № 11.

Шин И. Г., Максудов Р. Х., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А. — Дислокационная модель формирования технологических остаточных напряжений в деталях машин и оценка их интенсивности. № 9.

Шин И. Г., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А. — Аналитические выражения энергетических процессов при ударном поверхностно-пластическом деформировании дробью металлических поверхностей. № 11.

Шин И. Г., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А., Назаров С. Р. — Оценка скрытой энергии деформации в поверхностном слое деталей по диаграмме деформирования материалов. № 12.

Юркевич В. В., Лушников П. В. — Влияние дисбаланса на работу шпинделя металлообрабатывающего станка. № 12.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Алексеев П. В. — Моделирование повреждаемости и оценка вероятности выхода из строя коллектора парогенератора ПГВ-1000. № 3.

Безносов А. В., Дроздов Ю. Н., Антоненков М. А., Бокова Т. А., Львов А. В., Лемехов В. В. — Экспериментальное исследование проточной части модели осевого главного циркуляционного насоса реакторной установки с тяжелым жидкокристаллическим теплоносителем. № 2.

Винокуров Г. Г., Сучков Н. Ф., Попов О. Н. — Исследование структуры поверхности трения износостойкого порошкового покрытия с тугоплавкими добавками. № 8.

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Влияние гармонических составляющих отклонений формы и расположения поверхностей трения подшипников скольжения на нутационное движение оси вала. № 1.

Каратушин С. И., Плешанова Ю. А., Бокучава П. Н. — Влияние цементации на контактные напряжения при трении качения. № 8.

Клебанов Я. М., Александрова М. Ю. — Влияние контактной приспособляемости на фреттинг неподвижных соединений деталей. № 10.

Лушников Б. В. — Количественная идентификация параметров сухого и вязкого трения при анализе виброграммы свободных колебаний с использованием интегрального преобразования Гильберта. № 7.

Орыщенко А. С., Анисимов А. В., Бахарева В. Е., Лишевич И. В., Моногаров Ю. Н., Эсперов Д. Г. — Теплостойкие антифрикционные углепластики для подшипников скольжения паровых турбин. № 9.

Отмахов Д. В., Захарычев С. П. — Исследование свойств армированных антифрикционных эпоксидофторопластовых материалов. № 8.

Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Клыканова А. А. — Применение магнитных смазочных материалов для повышения ресурса металлических дейдвудных подшипников судовых валопроводов. № 9.

Садыхов А. И., Ширзадов Ф. М., Вёше Р. — Триботехнические свойства поверхности модифицированного чугуна при смазывании. № 4.

Фомин М. В. — Выбор посадок для опор скольжения с гидродинамическим смазыванием. № 10.

Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Федотов Е. М. — Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников со скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу. № 6.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Агеева Е. В., Агеев Е. В., Воробьев Е. А. — Рентгеноспектральный микроанализ порошка, полученного из отходов быстрорежущей стали электроэрозионным диспергированием в керосине. № 11.

Агеева Е. В., Агеев Е. В., Карпенко В. Ю. — Рентгеноструктурный анализ порошка, полученного из вольфрамсодержащих отходов электроэрозионным диспергированием в водной среде. № 12.

Агеева Е. В., Хорьякова Н. М., Агеев Е. В. — Изучение формы и морфологии электроэрозионных медных порошков, полученных из отходов. № 8. Исследование распределения микрочастиц по размерам в порошках, полученных электроэрозионным диспергированием медных отходов. № 9. Морфология и элементный состав медных электроэрозионных порошков, пригодных к спеканию. № 10.

Базров Б. М. — Метод проектирования технологического процесса изготовления детали. № 5.

Бахтиаров Ш. А., Волков В. В., Абубекерова Ю. Н., Тудоска А. Г. — Повышение эффективности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлической связке. № 10.

Божкова Л. В., Вартанов М. В., Мартынович Н. А. — Технология вибрационной сборки плоских деталей. № 8.

Бржозовский Б. М., Захаров О. В. — Методика наладки круглошлифовальных станков при обработке конических поверхностей. № 1. Изготовление квазигиперболоидных валков суперфинишных станков. № 7.

Вайнер Л. Г., Давыдов В. М., Заев В. В. — Особенности формирования микрогеометрии торцевых поверхностей при двустороннем шлифовании. № 11.

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Хомяков Г. К., Истомина Л. М. — Облитерация при течении жидкости в капиллярах. № 1.

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Данеев А. В., Данеев Р. А. — Исследование процесса облитерации капилляров в гидросистемах и теория вихревого потока. № 5.

Волков Р. Б., Голобоков А. В., Черепахин А. А. — Выбор критериев обрабатываемости материалов. № 11.

Гасанли Р. К., Исмаилов Н. Ш. — Эффективный способ получения бейнитной структуры экономнолегированного высокопрочного чугуна. № 9.

Гасанли Г. К., Намазов С. Н. — Особенности превращения аустенита при обработке высокопрочного чугуна с непрерывным охлаждением. № 11.

Гончаров С. В., Якуба Д. Д., Якименко Н. А., Юденко Г. В. — Исследование структуры полимерных материалов, получаемых центробежным способом. № 2.

Гусейнов Г. А., Багиров С. А. — Исследование возникновения отклонений формы при внутреннем шлифовании. № 1.

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Износостойкость эластичных абразивных кругов при обработке деталей. № 1. Оптимизация процесса обработки деталей эластичными абразивными кругами. № 8.

Дьяков П. А., Железков О. С., Белов В. К., Дьякова М. В. — Повышение износостойкости поверхности стали 50Г комплексной обработкой ударными импульсами. № 6.

Екименко А. Н. — Разработка композиционной трубы повышенной герметичности и стойкости к растрескиванию при нагружении. № 4.

Еренков О. Ю., Никишечкин В. Л., Зеленов М. В. — Совершенствование технологии производства изделий из стеклопластиков. № 7.

Еренков О. Ю., Еренков С. О., Химухин С. Н. — Токарная обработка деталей из капролона с предварительным термомеханическим воздействием на материал. № 9.

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Влияние неравномерного углового шага зубьев развертки на точность обработанного отверстия. № 8.

Иванов А. А. — Составление оптимального расписания обработки заготовок с переналадкой станка. № 6.

Кабалдин Ю. Г. — Квантовая модель сборки наноструктур. № 9.

Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А. — Снижение трудоемкости сборки конических и гипоидных зубчатых передач. № 10.

Карпачев А. Ю., Николаев С. М. — Динамические характеристики отрезных фрез. № 10.

Ковш И. Б., Югов В. И. — Однородная лазерная закалка локальных участков поверхностного слоя изделия. № 3.

Коровкин Ю. В., Минаев А. Я., Степанов Г. В. — Исследование динамических свойств магнитоактивных эластомерных композитных материалов на лабораторном испытательном комплексе. № 2.

Коротков В. А., Злоказов М. В. — Исследование износостойкости штамповых сталей, прошедших упрочнение плазменной закалкой. № 8.

Криницын Д. А., Деревянченко А. Г. — Формирование признаков состояний зон износа для прогнозирования остаточного ресурса инструмента прецизионной обработки. № 3.

Кузин В. В., Григорьев С. Н., Ермолин В. Н. — Микроструктурное моделирование деформационных процессов в волоке из спеченных структурно-неоднородных материалов. № 3.

Кузнецов В. А., Смирнов А. В., Беженарь Э. Н. — Многокритериальная оптимизация режимов обработки и способов установки инструмента при выглаживании наружных цилиндрических поверхностей сменными многогранными пластинами. № 9.

Кухарь В. Д., Киреева А. Е., Сорвина О. В. — Повышение эффективности работы индуктора-концентратора для магнитно-импульсной обработки металлов. № 12.

Липатов А. А. — Адгезионные сколы твердосплавного инструмента при точении аустенитной стали. № 10.

Мартиросян А. М., Агбалян А. С., Ордян Н. А., Казарян А. Н. — Изготовление алмазных инструментов на металлической связке. № 12.

Матлин М. М., Мозгунова А. И., Мосейко В. О., Мосейко В. В., Лебский С. Л. — Определение оптимальных скоростей и диаметров дроби при упрочняющей дробеобработке стальных деталей. № 11.

Носенко С. В., Носенко В. А., Кременецкий Л. Л. — Влияние правки абразивного инструмента на состояние рельефа обработанной поверхности титанового сплава при встречном глубинном шлифовании. № 7.

Онищенко Д. В., Чаков В. В., Воронов Б. А. — Создание современных функциональных материалов из растительного сырья. № 1.

Пини Б. Е., Курец А. М. — Обработка глубоких отверстий на станке с ЧПУ. № 6.

Санаев Н. К. — Экспериментальное моделирование режимов раскатывания, направленное на повышение износостойкости цилиндро-поршневой группы судовых малоразмерных дизелей. № 2.

Сидякин Ю. И., Трунин А. В., Абакумова С. Ю. — Аналитическое исследование остаточных напряжений в сплошных валах после упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием. № 6.

Сошко В. А. — Термомеханический эффект в зоне резания металла с поверхностно-активной жидкостью. № 10.

Усманкулов А. К. — Экспериментальные исследования теплообмена в сушильном барабане для волокнистых материалов. № 7.

Хорев А. И. — Комплексно легированный титановый сплав ВТ43 нового поколения. № 3. Создание конструкционных листовых титановых сплавов высокотемпературного применения. № 4. Разработка листового титанового сплава ВТ38 для применения до 700 °С. № 5. Применение композиционных материалов на основе титановых сплавов. № 8.

Шарин П. П., Васильева М. И., Гоголев В. Е., Винокуров Г. Г. — Исследование структур и свойств твердосплавных материалов, полученных холодным прессованием и последующей термообработкой. № 2.

Юсупов Г. Х., Колегов С. А. — Производительное шлифование сталей алмазными кругами. № 1.

Яковлев С. Н. — Автоколебания упругого полиуретанового покрытия при полировании. № 2.

Цикл статей
"Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 8. Плоская задача теории пластичности. Часть 2. № 1. Часть 3. № 2; 9. Степень деформации и накопленная деформация. Часть 1. № 1. Часть 2. № 4; 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 1. № 5. Часть 2. № 6.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Зубков Н. Н. — Получение подповерхностных полостей деформирующим резанием для интенсификации пузырькового кипения. № 11.

Кабалдин Ю. Г., Кретинин О. В., Серый С. В., Шатагин Д. А. — Наноструктурирование контактных поверхностей твердосплавного инструмента при резании. № 7.

Кабалдин Ю. Г., Лаптев И. Л., Шатагин Д. А., Серый С. В. — Диагностика выходных параметров процесса резания в режиме реального времени на основе фрактального и вейвлет-анализа с использованием программно-аппаратных средств National Instruments и Nvidia CUDA. № 8.

Кисель А. Г., Реченко Д. С. — Исследование коэффициентов теплоотдачи водных и масляных смазочно-охлаждающих жидкостей. № 4.

Козлов А. М., Малютин Г. Е. — Повышение производительности чистового фрезерования вогнутых поверхностей сложной формы на станках с ЧПУ. № 12.

Корнеева В. М., Корнеев С. С. — Влияние технологической среды на тепловое состояние режущего инструмента в условиях сверхскоростного фрезерования. № 8.

Крылов Е. Г., Белова А. В. — Прогнозирование предельного состояния многолезвийного твердосплавного инструмента. № 3.

Малафеев С. И., Коняшин В. И. — Модель мехатронной системы прокатного стана 300. № 2.

Маслов А. Р. — Повышение точности фрезерования многогранников из титановых сплавов. № 11.

Медисон В. В. — Механизм влияния термоэлектрического тока на стойкость инструмента при резании титановых сплавов. № 1.

Петрушин С. И. — Дифференциальное уравнение изнашивания режущих инструментов и его приложения. № 9.

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Петухов Ю. Е., Колесов Н. В., Юрасов С. Ю. — Задачи по формообразованию при обработке резанием. № 3.

Рогов В. А., Горбани С. — Выбор рациональной конструкции державки сборного токарного резца со вставками из композиционных материалов компьютерным моделированием. № 2.

Унянин А. Н., Гусев С. Н. — Шлифование с механической очисткой рабочей поверхности шлифовального круга абразивной лентой. № 6.

Ходжибергенов Д. Т., Есиркепов А., Шеров К. Т. — Построение рациональной схемы фрезерования металлов. № 10.

Юркевич В. В. — Определение износа резца в процессе токарной обработки. № 5.

Обработка материалов без снятия стружки

Коротков В. А. — Исследование поверхностного пластического деформирования наплавленного металла. № 3.

Кузин В. В., Григорьев С. Н., Ермолин В. Н. — Влияние эксплуатационных нагрузок на локальные напряжения в волоке из оксида циркония. № 4.

Окулов Р. А., Паршин С. В., Спиридонов В. А. — Эффективность использования дополнительного усилия при волочении профильных труб. № 5.

Сергеев Е. С., Поляков А. О., Козлов А. Ю., Щедрин А. В., Чихачёва Н. Ю. — Пути совершенствования методов деформирующих и комбинированных обработок. № 4.

Чудин В. Н. — Соединение элементов корпусных конструкций давлением. № 1.

Шин И. Г., Назаров С. Р., Шодмонкулов З. А., Муминов М. Р. — Поверхностное упрочнение дробью зубьев пильных дисков хлопкоперерабатывающих машин. № 7.

Шишкина С. В., Губанов В. Ф. — Инструмент для жестко-упругого выглаживания. № 7.

Яковлев С. С., Ларин С. Н., Соболев Я. А., Платонов В. И. — Изотермическое деформирование куполообразных оболочек из высокопрочных анизотропных материалов в режиме ползучести. № 11.

Вопросы экологии и безопасности

Ахмадиев М. Г., Шакиров Ф. Ф., Шайхиев И. Г., Назипова Л. М. — Математическое моделирование процесса обезвреживания сточных вод гальванического производства. № 1.

Вопросы образования и кадровая политика в машиностроении

Кремлева Л. В., Малыгин В. И., Харитоненко В. Т. — Интегрированная система подготовки инженерных кадров для предприятий оборонно-промышленного комплекса. № 3.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Князева М. П., Федотов К. Д. — Иерархическая структура технического моделирования с учетом экономических факторов. № 10.

Омельченко И. Н., Лазарев С. В., Комарова С. Г. — Расчет потерь в производственном процессе при построении карты потока создания ценности. № 12.

Попов А. П. — Интегрированные производственные системы. № 3.

Расулов Н. М., Надиров У. М., Гусейнов Г. Р. — Связи производственных и эксплуатационных показателей качества изделий. № 11.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Данеев Р. А., Данеев А. В. — Водородные топливные элементы для внутризаводского транспорта. № 3.

Жумаев А. А., Якубова С. С. — Предварительная приработка зуборезного инструмента. № 7.

Лобанов Д. В., Ефремов И. М., Кузмичев В. А., Лиханов А. А., Лобанова А. Н., Дивин Д. В. — Роторно-вибрационные смесители. № 6. № 7. Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным двухчастотным вибратором эллиптическо-сферического типа. № 8.

Лопатин Б. А., Хазиев Т. Р. — Машина для безогневой резки труб большого диаметра. № 1.

Мадрахимов Д. У., Махкамов Р. Г. — Выбор материала пуансона для насекания пильных дисков хлопкоочистительных станков. № 9.

Макаров А. Ю. — Электронный документооборот на современном предприятии на примере СЭД PAYDOX. № 2.

Макаров К. К. — Растачивание конических отверстий малой конусности под пальцы упругих втулочно-пальцевых муфт. № 4.

Хадеев Р. Г. — Гибридный привод. № 1.

Челпанов И. Б., Кочетков А. В. — Электродинамические вибростенды, их выбор и применение. № 5.

Иванов А. Н. Выставки: "Термообработка — 2013". № 3; "Металлургия — Литмаш — 2013" № 4.