ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2011

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Бузин Ю. М. — Механический КПД трансмиссии мобильной машины 3

Павлович И. Л. — Расчет гидравлических дисковых тормозных механизмов . . 7

Пахомов С. Н. — Полуобкатная зубчатая передача 10

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Динамика многодвигательного электрогидравлического привода систем автоматического управления 13

Александров И. К. — Определение граничного значения КПД кинематической цепи 24

Степнов М. Н., Наумкин А. С. — Расчетные методы оценки коэффициента чувствительности конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости 26

Кузнецов В. С., Могильников Е. В. — Комплексный подход к моделированию зацеплений планетарной передачи 2К-Н с арочными зубьями 29

Киселев Е. С., Благовский О. В. — Определение остаточных напряжений в поверхностном слое деталей с учетом технологической наследственности 33

Попов В. А. — Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами 37

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

Шаломов В. И. — Экспериментальная оценка эффективности работы шпиндельных узлов металлообрабатывающих станков с частично пористыми газостатическими опорами 41

Павлов А. С., Березина Е. В., Годлевский В. А. — Применение производных холестерола в качестве присадок пластичных смазочных материалов . . . 44

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Николенко С. В. — Наноструктурирование поверхностности стали 35 электроискровой обработкой новыми электродными материалами на основе карбида вольфрама с добавкой нанопорошка Al_2O_3 47

Жуков В. А. — Энергосбережение в контурах жидкостного охлаждения энергетических и технологических установок 52

Макаренко К. В. — Модель технологических процессов получения изделий из чугунов с заданными свойствами 55

Чернявский Д. И., Ластовский П. Н. — Компенсация износа резца при токарной обработке тонкостенных деталей вращения 61

Ванников А. В., Ванников В. Ц. — Метод упрочнения многослойного покрытия деталей машин 64

Рогов В. А., Белов П. С. — Исследования демпфирующих способностей конструкций расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала 69

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 1 72

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Феофилов Н. Д., Скрябин В. Н., Мацкевич А. В. — Влияния подналадок и передвижек фрезы на показатели процесса зубофрезерования 80

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Тедеев В. Б. — Устойчивость трицикла в повороте с учетом крена кузова 85

Носкова А. В., Тимохина З. К. — Биозащита эмульсий смазочно-охлаждающих жидкостей 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Buzin Y. M. — Mechanical efficiency of a mobile machine transmission

Pavlovich I. L. — Calculation of hydraulic disc brake gears

Pakhomov S. N. — A semi-running-in gearing

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — The dynamics of multi-motor electro-hydraulic drive for automatic control systems

Aleksandrov I. K. — Determination of a limit value of the efficiency of a kinematic chain

Stepnov M. N., Naumkin A. S. — The calculated methods for estimating of the sensitivity coefficient of structural materials to the stresses concentration in the high-cycle fatigue region

Kuznetsov V. S., Mogilnikov E. V. — An integrated approach to the modeling of 2K-H type planetary gear engagements with arch teeth

Kiselev E. S., Blagovsky O. V. — Determination of residual stresses in the surface layer of the parts subject to the technological heredity

Popov V. A. — A modified cylindrical involute helical gearing of external engagement with the enhanced operation ability

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

Shalomov V. I. — Experimental evaluation of the operating effectiveness of the spindle assemblies of the machine tools with a partially porous gas-static bearings

Pavlov A. S., Berezina E. V., Godlevsky V. A. — Use of the cholesterol derivatives as additives in the plastic lubricants

MANUFACTURING ENGINEERING

Nikolenko S. V. — Nano-structuring of the steel 35 surface with the help of electric spark processing by new electrode materials based on the tungsten carbide with the addition of Al_2O_3 nano-powder

Zhukov V. A. — Energy-saving in the contours of liquid cooling of the electric power and processing plants

Makarenko K. V. — Model of the work processes of manufacturing of the parts from cast irons with desired properties

Cherniavsky D. I., Lastovsky P. N. — Compensation of the lathe tool wear at turning of thin-walled parts of rotation

Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts. — A method of strengthening of a multi-layer coating of the machine parts

Rogov V. A., Belov P. S. — Research of the damping capacity of the designs of boring lathe cutters with inserts of highly-filled composite material

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

Vorontsov A. L., Sultan-zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 7. Examples of practical calculations of cutting temperature. Part 1

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Feofilov N. D., Scriabin V. N., Mackiewicz A. V. — Effect of sub-tooling and re-shifting of the milling cutter on the gear milling process indices

TECHNICAL INFORMATION

Mamiti G. I., Pliev S. Kh., Tedeev V. B. — Stability of the tricycle in the rotation subject to the body roll

Noskova A. V., Timokhina Z. K. — Bio-protection of the coolant emulsions

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

Сдано в набор 02.04.2011. Подписано в печать 12.05.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,08. Заказ 359.

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", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.113/114:621.85:531.41.001

Ю. М. БУЗИН, канд. техн. наук (Воронежский государственный архитектурно-строительный университет), тел.: (4732) 34-16-93

Механический КПД трансмиссии мобильной машины

Представлен анализ известных зависимостей механического КПД трансмиссии мобильных машин, предложены новые аналитические зависимости для механического КПД коробки передач и трансмиссии машины в функции силовой нагрузки со стороны выходного звена.

Ключевые слова: мобильная машина, трансмиссия, коробка передач, механический КПД, нагрузка.

In the paper the known dependences of the mechanical efficiency of the mobile machines transmission are analyzed. New analytical dependences for the mechanical efficiency of the machine's gearbox and transmission as a function of power load on the direction of the output link are proposed.

Keywords: mobile machine, transmission, gearbox, mechanical efficiency, load.

Источник движущей силы мобильной машины — двигатель. Создаваемый им крутящий момент $M_д$ передается механизмами трансмиссии (передаточными механизмами) исполнительному механизму — движителю в виде ведущего крутящего момента $M_в$. При установившемся режиме работы, т. е. при равномерном движении машины, имеет место зависимость

$$M_в = M_д i_{тр} \eta_{тр}, \quad (1)$$

где $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ — соответственно передаточное число и КПД трансмиссии данной передачи.

Моменты $M_в$ и $M_д$ имеют разные значения и зависят от режима работы, т. е. от силовой нагрузки на движитель, который связан с выходным звеном трансмиссии. Показатель $\eta_{тр}$ позволяет оценить потери при передаче мощности от двигателя, т. е. потери в трансмиссии. От точности определения $\eta_{тр}$ зависит точность оценки эффективности работы машины. Известно, что $\eta_{тр}$ зависит от крутящего момента $M_д$ [1—4], что подтверждается и в работах [5, 6].

Д. А. Чудаков [1] предложил механический КПД $\eta_{тр}$ трансмиссии мобильной машины оценивать КПД $\eta_х$, учитывающим потери мощности на холостом ходу, и КПД $\eta_н$, учитывающим потери мощности в трансмиссии при передаче нагрузки:

$$\eta_{тр} = \eta_х \eta_н. \quad (2)$$

При этом [1]

$$\eta_х = 1 - M_х/M_д = 1 - \xi M_{д.н}/M_д, \quad (3)$$

где $M_х$ — момент сопротивления, приведенный к первичному валу трансмиссии (двигателя) и возникающий при прокручивании трансмиссии в режиме холостого хода; $M_{д.н}$ — номинальный крутящий момент двигателя; $\xi = M_х/M_д$ — коэффициент.

На основе опытных данных Д. А. Чудаков установил, что при прогретом масле $\xi = 0{,}03 \div 0{,}05$. Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при приложении к ней внешней нагрузки, примерно пропорциональны действующей нагрузке, поэтому можно считать, что $\eta_н = \text{const}$ [1].

Исследования тракторных трансмиссий, выполненные в НАТИ В. Э. Малаховским [1], показали, что основное место в балансе потерь, учитываемых коэффициентом $\eta_н$, занимают потери в зацеплении зубчатых колес. Поэтому была предложена формула

$$\eta_н = \eta_ц^{n_ц} \eta_к^{n_{кон}}, \quad (4)$$

где $\eta_ц$ и $\eta_к$ — КПД соответственно цилиндрической и конической пар зубчатых колес; $n_ц$ и $n_к$ — число пар зубчатых колес соответственно цилиндрических и конических.

При современных технологиях изготовления зубчатых колес $\eta_ц = 0{,}985 \div 0{,}99$, а $\eta_к = 0{,}975 \div 0{,}98$ [1, 4]. Подставив формулы (3) и (4) в выражение (2), получим для установившегося режима работы:

$$\eta_{тр} = \eta_ц^{n_ц} \eta_к^{n_к} (1 - \xi M_{д.н}/M_д). \quad (5)$$

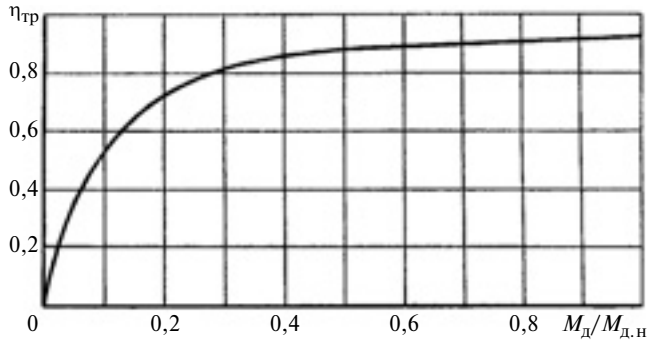


Рис. 1. Зависимость изменения механического КПД $\eta_{к.п.мех}$ трансмиссии трактора от нагрузки на двигатель

Зависимость изменения $\eta_{тр}$ от передаваемого момента $M_д$ на установившемся режиме [1] имеет гиперболический характер, т. е. $\eta_{тр} = f(M_д/M_{д.н})$ (рис. 1).

В работах [2, 4] использованы те же формулы (2)—(5) и рис. 1. В публикациях И. К. Александрова [5, 6] ссылок на работы [1, 2, 4] нет, а формула (5) представлена в виде:

$$\eta_{тр} = \eta_{\Sigma}(1 - M_{х.х}/M_д), \qquad (6)$$

где $\eta_{\Sigma} = \eta_{к.п}\eta_{к.в}\eta_{г.п}\eta_{к.р}$ — КПД, подсчитанный по справочным данным (здесь $\eta_{к.п}$ — КПД коробки передач; $\eta_{к.в}$ — КПД карданного вала; $\eta_{г.п}$ — КПД главной передачи; $\eta_{к.р}$ — КПД колесного редуктора), т. е. $\eta_{\Sigma} = \eta_н$; $M_{х.х} = M_х = \xi M_{д.н}$ — момент на режиме холостого хода; $M_д$ — текущий крутящий момент на приводном валу трансмиссии (двигателя); $(1 - M_{х.х}/M_д)$ — поправка на нагрузочный режим трансмиссии, т. е. по сути — коэффициент $\eta_х$. Таким образом, формулы (6) и (5) идентичны. Других формул для механического КПД трансмиссии в функции ее силовой нагрузки на сегодняшний день нет.

Проанализируем результаты, представленные в работах [1—6] по данному вопросу.

Из формул (3) и (5) при $M_д = 0$ видно, что $\eta_х \neq 0$ и $\eta_{тр} \neq 0$, однако на рис. 1 для $\eta_{тр} = f(M_д/M_{д.н})$ есть $\eta_{тр} = 0$. Очевидно, что $\eta_х = 0$ и $\eta_{тр} = 0$ при $M_д = \xi M_{д.н}$, что соответствует режиму холостого хода трансмиссии, т. е. крутящий момент на выходе равен нулю. В этом случае при $\eta_{тр} = 0$ должно быть $M_д/M_{д.н} = \xi$. В работах [5, 6] это учтено. Кроме того, формально формулы (3), (5) и (6) некорректны, так как в диапазоне $0 \leqslant M_д < \xi M_{д.н}$ (или $\xi M_{х.х}$) они дают отрицательные значения коэффициентов $\eta_х$ и $\eta_{тр}$, внося тем самым явную неопределенность.

Силовая нагрузка на трансмиссию мобильной машины осуществляется со стороны выходного звена, с которым связан движитель. Поэтому логичнее использовать зависимость $\eta_{тр}$ от крутящего момента $M_{тр.вых}$ на выходе: $\eta_{тр} = f(M_{тр.вых})$, так как необходимый крутящий момент, подводимый от двигателя к трансмиссии и используемый в работах [1—6] в качестве аргумента, в формулах (5) и (6) будет иметь вид:

$$M_д = M_{тр.вых}/(i_{тр}\eta_{тр}), \qquad (7)$$

где значение $\eta_{тр}$ заранее неизвестно, так как является в данном случае объектом исследований.

Выражение (7) представляет собой функцию $M_д = f(\eta_{тр})$, что не соответствует выражению (5) (см. рис. 1) и выражению (6), где $\eta_{тр}$ является функцией аргумента $M_д$.

Экспериментальные исследования

Для изучения выявленных в работах [1—6] неточностей проводили экспериментальные исследования на автогрейдере ДЗ-146 [7] — мобильной землеройно-транспортной машине отвального типа.

При тяговых испытаниях исследовали гидромеханическую коробку передач (ГМКП) У35-605-31, в состав которой входили комплексный двухреакторный гидротрансформатор с активным диаметром $D_а$ = 340 мм и механическая часть, которая на первой передаче включала двухступенчатую зубчатую передачу с общим передаточным отношением $i_{к.п1мех}$ = 4,985. Коробка передач карданными валами соединена с дизелем А-01Т через согласующий редуктор ($i_{ср}$ = 0,82) и с задним балансирным ведущим мостом.

С помощью тензодатчиков, установленных на карданных валах, регистрировали крутящие моменты на входе ($M_{к.п.вх}$) и выходе ($M_{к.п.вых}$) ГМКП, а с помощью аналоговых датчиков регистрировали угловые скорости вала двигателя и ведущих колес, жестко связанных с ГМКП.

С помощью безразмерной характеристики гидротрансформатора получены текущие значения крутящего момента $M_{к.п.вх.мех}$ и угловой скорости $\omega_{к.п.вх.мех}$ на входном валу механической части ГМКП, а выходные параметры ($M_{к.п.вых.мех}$ и $\omega_{к.п.вых.мех}$) регистрировали непосредственно в процессе эксперимента (т. е. $M_{к.п.вых}$ и $\omega_{к.п.вых}$). Нагружение автогрейдера при движении с тяговой нагрузкой на рабочем органе в режиме холостого хода и до полного пробуксовывания осуществлялось с помощью специального тормозного агрегата.

Анализ полученных данных показал следующее. Номинальная мощность двигателя А-01Т по паспорту $N_{д.н}$ = 128,8 кВт, номинальная частота

вращения вала двигателя $n_{д.н} = 1860$ мин$^{-1}$, что соответствует $\omega_{д.н} = 188{,}5$ с$^{-1}$. При испытаниях на вход ГМКП поступала максимальная мощность $N_{к.п.вх.max} = 127{,}4$ кВт при $M_{к.п.вх.max} = 0{,}5955$ кН · м и $\omega_{к.п.вх} = 213{,}96$ с$^{-1}$. При этом на механическую часть ГМКП передавалась мощность $N_{к.п.вх.мех} = 90{,}6$ кВт при $M_{к.п.вх.мех} = 0{,}847$ кН · м и $\omega_{к.п.вх.мех} = 106{,}98$ с$^{-1}$, а на выходе ГМКП регистрировалась мощность $N_{к.п.вых.мех} = 86{,}0$ кВт при $M_{к.п.вых.мех} = 4{,}0$ кН · м, $\omega_{к.п.вых.мех} = 21{,}5$ с$^{-1}$ и $\eta_{к.п.мех} = 0{,}949$.

На режиме холостого хода ГМКП при $M_{к.п.вых} = 0$ было зафиксировано:

1) на входе ГМКП — $N_{к.п.вх} = 35{,}03$ кВт, $M_{к.п.вх} = 0{,}15$ кН · м и $\omega_{к.п.вх} = 233{,}32$ с$^{-1}$ ($\eta_{к.п.вх} = 2229{,}17$ мин$^{-1}$), так как согласующий редуктор был повышающим ($i_{ср} = 0{,}82$);

2) на входе механической части ГМКП $N_{к.п.вх.мех} = 30{,}74$ кВт, $M_{к.п.вх.мех} = 0{,}135$ кН · м, $\omega_{к.п.вх.мех} = 227{,}72$ с$^{-1}$ ($n_{к.п.вх.мех} = 2176$ мин$^{-1}$);

3) на выходе ГМКП, т. е. и механической части, $N_{к.п.вых} = 0$; $M_{к.п.вых} = 0$, $\omega_{к.п.вых} = 45{,}75$ с$^{-1}$ ($n_{к.п.вых} = 437{,}1$ мин$^{-1}$) и, следовательно, $\eta_{г.м,\ к.п} = 0$, $\eta_{к.п.мех} = 0$.

С увеличением нагрузки на коробку передач (увеличение крутящего момента) уменьшалась угловая скорость выходного вала и одновременно уменьшались абсолютные потери мощности в механической части:

$$\Delta N_{к.п.мех} = N_{к.п.вх.мех} - N_{к.п.вых.мех}.$$

На режиме холостого хода: $\Delta N_{к.п.мех} = 30{,}74$ кВт при $M_{к.п.вх.мех} = 0{,}135$ кН · м, $M_{к.п.вых.мех} = 0$, $\omega_{к.п.вх.мех} = 227{,}72$ с$^{-1}$, $\omega_{к.п.вых.мех} = 45{,}75$ с$^{-1}$ и $\eta_{к.п.мех} = 0$.

На режиме полного пробуксовывания автогрейдера, т. е. при реализации максимального тягового усилия на рабочем органе по сцеплению ($T_{\varphi} = 92$ кН), имеем: $\Delta N_{к.п.мех} = 4{,}7$ кВт при $M_{к.п.вх.мех} = 1{,}02$ кН · м, $M_{к.п.вых.мех} = 4{,}775$ кН · м, $\omega_{к.п.вх.мех} = 75{,}975$ с$^{-1}$, $\omega_{к.п.вых.мех} = 15{,}25$ с$^{-1}$ и $\eta_{к.п.мех} = 0{,}94$.

Зависимости $\Delta N_{к.п.мех} = f(M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi})$ и $\eta_{к.п.мех} = f(M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi})$ по экспериментальным данным представлены на рис. 2, последняя по виду близка к зависимости $\eta_{тр} = f(M_{д}/M_{д.н})$, но рассматривается крутящий момент на выходе из коробки передач, а не крутящий момент, подводимый от двигателя, т. е на входе в коробку передач.

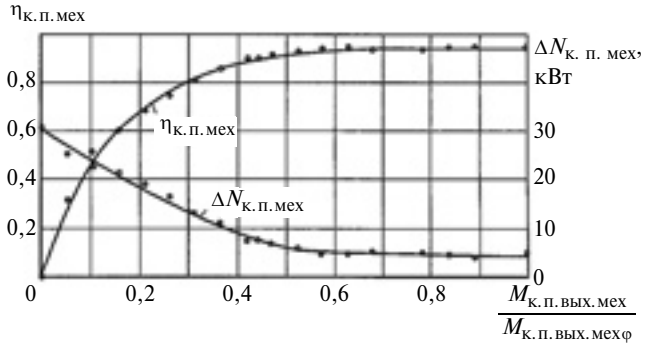


Рис. 2. Зависимости изменения механического КПД $\eta_{к.п.мех}$ и потерь мощности $\Delta N_{к.п.мех}$ в механической части коробки передач мобильной машины от ее нагрузки $M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi}$

Однако данная зависимость имеет не гиперболический характер, как утверждает Д. А. Чудаков и отмечено в работах [2, 4—6], а экспоненциальный, так как при $(M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi}) \to 1$ она более плавно приближается к значению $\eta_{к.п.мех.max}$. А в диапазоне $M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi} = 0{,}7 \div 1{,}0$ имеем $\eta_{к.п.мех} = \eta_{к.п.мех.max} = \text{const}$, что отмечал Г. В. Зимелев [8]: "...КПД коробки передач грузового автомобиля ГАЗ-51 при достижении определенных значений передаваемого крутящего момента становится постоянным", т. е. в области его максимальных значений.

Новый подход к оценке КПД трансмиссии мобильной машины

Полученную зависимость $\eta_{к.п.мех}$ (см. рис. 2) аппроксимируем выражением (2), а зависимость $\eta_{к.п.х.мех} = f(M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi})$ — экспонентой. Таким образом, аналитическое выражение для механического КПД коробки передач примет вид:

$$\left.\begin{aligned} \eta_{к.п.мех} &= \eta_{к.п.н.мех}\eta_{к.п.х.мех}; \\ \eta_{к.п.н.мех} &= \eta_{з.п}\eta_{под}; \\ \eta_{к.п.х.мех} &= 1 - \alpha^{-M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех\,\varphi}}, \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

где $\eta_{к.п.н.мех}$ — КПД, учитывающий механические потери мощности в коробке передач при передаче нагрузки зубчатыми колесами; $\eta_{з.п}$, $\eta_{под}$ — КПД, учитывающие механические потери мощности в зубчатых передачах и подшипниковых узлах коробки передач; $\eta_{к.п.х.мех}$ — КПД, учитывающий механические потери мощности в коробке передач в режиме холостого хода; α — параметр экспоненты (в данном случае $\alpha = 900$).

Зависимости (8) четко согласуются с зависимостью $\eta_{к.п.мех}$ на рис. 2 (точками показаны экспериментальные данные).

При $M_{к.п.вых.мех} = 0$ имеем $\eta_{к.п.х.мех} = 0$, $\eta_{к.п.мех} = 0$. При $M_{к.п.вых.мех} = M_{к.п.вых.мех.\varphi}$ имеем $\eta_{к.п.х.мех} = 1 - 1/\alpha$, $\eta_{к.п.мех} = \eta_{к.п.н.мех}(1 - 1/\alpha)$.

Из зависимости $\eta_{к.п.мех}$ (см. рис. 2) при $M_{к.п.вых.мех}/M_{к.п.вых.мех.\varphi} > 0{,}6$ имеем $\eta_{к.п.мех} = 0{,}93 \div 0{,}94$ и практически приближается к $\eta_{к.п.н.мех} = \eta_{з.п}\eta_{под} = 0{,}985^2 \cdot 0{,}99^4 = 0{,}93$, учитывающему механические потери мощности в коробке передач при передаче нагрузки зубчатыми колесами.

Полученные результаты распространяются и на механические трансмиссии шестеренного типа, так как механическая коробка передач является их основной составляющей. В этом случае в формулах (8) индексы "к.п" надо заменить на "тр":

$$\left.\begin{aligned} \eta_{тр} &= \eta_{тр.н}\eta_{тр.х}; \\ \eta_{тр.н} &= \eta_{з.п}\eta_{под}; \\ \eta_{тр.х} &= 1 - \alpha^{-M_{тр.вых}/M_{тр.вых\,\varphi}}. \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Тогда

$$\eta_{тр} = \eta_{з.п}\eta_{под}(1 - \alpha^{-M_{тр.вых}/M_{тр.вых.\varphi}}). \qquad (10)$$

Предложенные аналитические зависимости для механического КПД коробки передач [формулы (8)] и трансмиссии [формулы (9) и (1)] для мобильной машины устраняют неточности формул (3), (5), (6), их можно использовать в тяговых расчетах, так как силовая нагрузка тягового привода, включающая в себя двигатель, трансмиссию и движитель, поступает со стороны последнего, а не со стороны двигателя, как утверждается в работах [1, 2, 4—6].

Фрагмент тягового расчета колесной мобильной машины

Из уравнения тягового баланса мобильной машины [1—4, 8] определим касательную (окружную) силу $P_к$ тяги ведущих колес. Крутящий момент, подводимый к ведущим колесам со стороны трансмиссии (он равен силовой нагрузке трансмиссии со стороны движителя, который, взаимодействуя с опорной поверхностью, обеспечивает движение машины), имеет вид:

$$M_{тр.вых} = P_к r_д,$$

где $r_д$ — средний динамический радиус ведущих колес машины.

Суммарный крутящий момент на полуосях ведущих колес (на выходе из трансмиссии) машины при полном пробуксовывании находим по формуле

$$M_{тр.вых\varphi} = P_{к\varphi} r_д.$$

Тогда КПД $\eta_{тр}$ в зависимости от крутящего момента $M_{тр.вых}$ определим по формуле (10).

Крутящий момент $M_д$ двигателя, необходимый для привода ведущих колес машины, т. е. силовой нагрузки, определим по формуле (7).

По выходной характеристике двигателя [$\omega_д = f(M_д)$] для заданной нагрузки $M_д$ определим угловую скорость $\omega_д$ вала, что позволит определить скорость $v_д$ машины при заданной тяговой нагрузке $P_к$:

$$v_д = (\omega_д/i_{тр})r_д(1 - \delta),$$

где δ — средний коэффициент при пробуксовывании ведущих колес машины.

Формулы (5) и (6), в отличие от предложенной формулы (10), не отвечают задачам тягового расчета машины, так как при работе машины нагрузка на трансмиссию поступает со стороны движителя, а не двигателя как в работах [1, 2, 4—6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чудаков Д. А.** Основы расчета трактора и автомобиля: Учеб. для вузов. М.: Сельхозиздат, 1962. 312 с.
2. **Тракторы:** Теория: Учеб. для вузов / Под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
3. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
4. **Кутьков Г. М.** Тракторы и автомобили: Теория и технологические свойства: Учеб. для вузов. М.: Колос, 2004. 504 с.
5. **Александров И. К.** Энергетические характеристики и их связь с режимами ДВС // Автомобильная промышленность. 1992. № 6. С. 12, 13.
6. **Александров И. К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—15.
7. **Исследование** тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ДЗ-146 / Л. Х. Шарипов, Ю. М. Бузин, В. А. Жулай и др. // Строительные и дорожные машины. 1986. № 10. С. 4, 5.
8. **Зимелев Г. В.** Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. 312 с.

УДК 62-592

И. Л. ПАВЛОВИЧ (ОАО "НПО "Поволжский АвиТИ", г. Самара), e-mail: i_g_o_r_ip@mail.ru

Расчет гидравлических дисковых тормозных механизмов

Представлен анализ конструкций гидравлических дисковых тормозных механизмов, установлены аналитические зависимости их типов от числа дисков и междисковых гидравлических каналов, предложен расчет, позволяющий оптимизировать конструкцию.

Ключевые слова: гидравлический дисковый тормозной механизм, дисковый насос трения.

The analysis of designs of hydraulic disc brake gears is presented. Analytical dependences of their types upon the number of disks and of inter-disc hydraulic channels have been stated. The calculation allowing the design optimization has been proposed.

Keywords: hydraulic disc brake gear, disc friction pump.

В настоящее время в связи с созданием новых достаточно простых и надежных гидравлических дисковых тормозных механизмов (ГДТ) расширяется область их применения. ГДТ могут работать при широком диапазоне частоты вращения ротора. Они применяются в качестве технологического оборудования при испытаниях газовых турбин авиационных двигателей, многорежимных осевых и центростремительных турбоприводов, в устройствах, используемых для получения высококачественного ультратонкого полимерного волокна, в качестве основного устройства для спуска грузов (людей, оборудования, морских судов), для загрузки ветряных двигателей при скоростной перегрузке и т. д.

Преимуществом ГДТ является высокое антикавитационное свойство, позволяющее использовать его в широком диапазоне частоты вращения ротора.

Коэффициент полезного действия данного тормозного механизма имеет небольшой интервал значений при достаточно большом диапазоне габаритных размеров. ГДТ отличается низким уровнем шума, технологичностью, небольшой стоимостью. При малом износе деталей способен работать на суспензиях типа "металлический порошок—жидкость".

На рис. 1 приведена конструкция ГДТ в составе спасательного устройства [1]. Устройство имеет жестко закрепленный на неподвижной оси *1* корпус *2*, внутри которого размещена катушка *3* с силовым тросом *4*. Крышки *5* и *6* катушки *3* установлены на оси с помощью подшипников *7* и могут вращаться. Торцевые поверхности крышек, внутренняя поверхность катушки и наружная поверхность оси образуют полость *8*, которая заполнена вязкой жидкостью. Диски *9* и *10* жестко закреплены на неподвижной оси *1*. На внутренней боковой поверхности крышки *5* с осевым зазором жестко установлен дополнительный диск *11* с отверстиями *12*. Устройство представляет собой композицию трех вращающихся дисков (*5*, *6*, *11*) и двух неподвижных дисков (*9* и *10*).

Экспериментальный образец спасательного устройства с ГДТ, разработанный в ОАО "НПО "Поволжский АвиТИ", приведен на рис. 2.

Анализ публикаций по ГТД показал, что их конструктивные исполнения многообразны и различаются числом вращающихся и неподвижных дисков, их взаимным расположением, формой гидравлических каналов, режимом течения рабочей жидкости в гидравлических каналах и т. д.

На рис. 3 приведены схемы различных компоновок секций гидравлических тормозных механизмов с вращающимися и неподвижными дисками:

1) один внутренний вращающийся диск с одной рабочей поверхностью, внешний неподвижный диск с одной рабочей поверхностью (см. рис. 3, *а*);

2) один внутренний вращающийся диск с одной рабочей поверхностью, два неподвижных диска, один из них внешний, второй — внутренний (см. рис. 3, *б*);

3) вращающийся диск в кожухе (см. рис. 3, *в*);

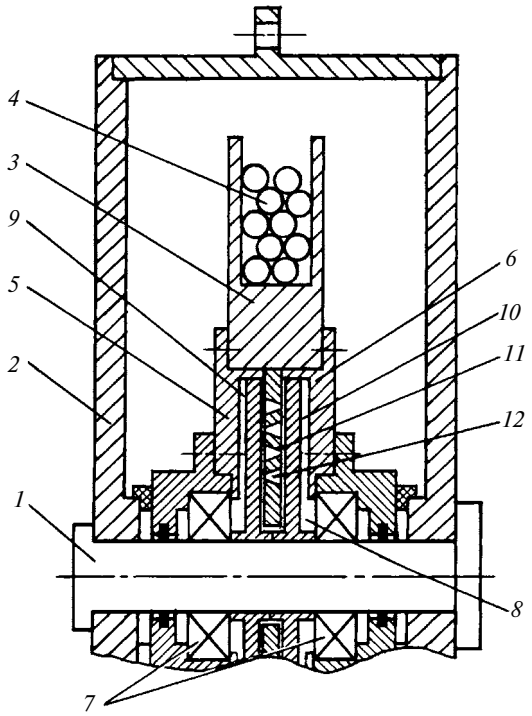


Рис. 1. Спасательное устройство с гидравлическим дисковым тормозным механизмом:
1 — ось; *2* — корпус; *3* — катушка; *4* — трос; *5*, *6* — крышки; *7* — подшипники; *8* — внутренняя полость с рабочей жидкостью; *9*, *10* — диски; *11* — дополнительный диск; *12* — отверстия в дисках

Рис. 2. Экспериментальный образец спасательного устройства с ГДТ

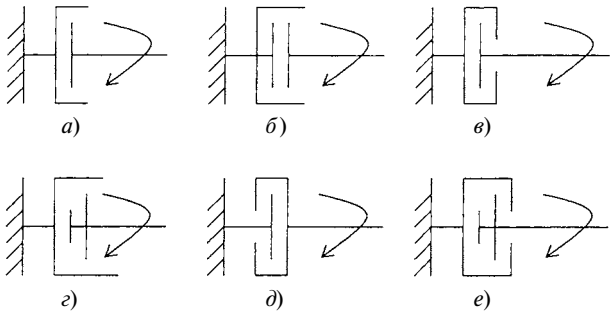


Рис. 3. Схемы секций гидравлических тормозных механизмов с вращающимися и неподвижными дисками

4) два вращающихся диска с единой рабочей поверхностью, один из них внутренний, второй — внешний (см. рис. 3, *г*);

5) неподвижный диск во вращающемся кожухе (см. рис. 3, *д*);

6) два вращающихся диска, один из которых внутренний, второй — внешний с одной рабочей поверхностью, и два внутренних неподвижных диска, один из которых с одной рабочей поверхностью (см. рис. 3, *е*).

С увеличением числа дисков потери энергии в ГДТ возрастают, однако применение в одной секции ГДТ более двух вращающихся и двух неподвижных дисков нецелесообразно. Именно такая конструкция секции из двух вращающихся и двух неподвижных дисков была принята в качестве типовой для расчета ГДТ.

Подводимая извне к ротору ГДТ энергия затрачивается на преодоление сил вязкостного трения и другие потери и повышает потенциальную энергию рабочей жидкости. Совершенство процесса гашения подводимой энергии в основном зависит от конфигурации и размеров гидравлических каналов устройства, образованных вращающимися и неподвижными дисками. Форма гидравлических каналов весьма разнообразна. Это могут быть простейшие кольцевые формы и сложные оребренные системы конфузорно-диффузорного типа со смешением и разделением циркулирующих потоков с запорными клапанами и регуляторами расхода. Все разнообразие форм гидравлических каналов обусловлено числом дисков, потерями энергии, которые определяются расчетом гидравлического сопротивления [2].

Анализ различных схемных компоновок ГДТ с использованием алгебры логики позволил установить аналитическую формулу для типовых моделей секции:

$$F_1 = \Pi(xxyy), \qquad (1)$$

где F_1 — тип ГДТ, определяемый числом дисков; x и y — условные обозначения соответственно неподвижного и вращающегося дисков; П — условный логический знак последовательного соединения.

Вращающиеся и неподвижные диски образуют систему гидравлических каналов, которые описываются формулой

$$F_2 = \Pi\Sigma(xx,\ xy)\Sigma(xy,\ yy), \qquad (2)$$

где F_2 — тип ГТД, определяемый междисковыми гидравлическими каналами; xx — обозначение канала, образованного двумя неподвижными дисками; xy — обозначение канала, образованного одним вращающимся и одним неподвижным дисками; yy — обозначение канала, образованного двумя вращающимися дисками; Σ — условный логический знак параллельного соединения.

При отсутствии в конструкции некоторых дисков в формулах (1) и (2) вместо "x" или "y" ставят "0". Каналы $0x$, $0y$, $x0$, $y0$ считаются гидравлически закрытыми и расчеты для них не выполняются.

В общем виде в состав секции входят: активные элементы из вращающихся дисков, преобразующие механическую энергию вращения ротора в энергию рабочей жидкости; пассивные элементы из неподвижных дисков; периферийные и приосевые каналы, в которых энергия рабочей жидкости затрачивается на преодоление вязких сил трения, вихреобразования, ударов, слияния и разделения потоков и т. д.; комбинированные элементы, в которых совмещаются функции активных и пассивных элементов.

Суммарные потери мощности в типовой секции ГДТ составляют: $W = \sum_{к=1}^{n} W_к + W_в$, где $W_к$ — потери мощности в каналах секции; $W_в$ — потери мощности, связанные с вращением массы ротора; к — индекс канала; n — число каналов.

В настоящее время задачи конструктора — выбор оптимальной компоновочной схемы рабочей секции, определение потерь энергии, меняющихся в зависимости от основных геометрических размеров секции и показателей рабочей жидкости, определение числа секций в ГДТ.

Активный элемент в виде двух тонких скрепленных между собой с зазором для прохода жидкости вращающихся дисков совместно с приосевым и периферийным пассивными каналами представляет собой дисковый насос трения. Оптимальные соотношения основных параметров данного устройства приведены в работе [3]. Экспериментально установлено, что дисковые насосы имеют максимальный КПД при $\lambda = 1{,}2$ — безразмерный коэффициент [введен для дисковых насосов Брайтером и Пельгаузеном (США)], коэффициенте расхода $\varphi = 0{,}02$ и относительном внешнем радиусе колеса $\acute{R}_2 = 3{,}5 \div 4{,}5$.

Потери мощности в дисковом насосе определяют по формуле $W_1 = \rho\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \mathrm{H} Q_1$, где ρ — плотность жидкости; H − теоретический напор насоса; Q_1 — объемный расход жидкости через колесо; η — гидравлический КПД насоса (при оптимальных параметрах $\eta = 0{,}7 \div 0{,}75$).

Объемный расход жидкости через колесо имеет вид: $Q_1 = 2\pi b(i - 1)\varphi\omega R_2^2$. Здесь $\pi = 3{,}14$; $b = 2\lambda\omega^{-0,5}\nu^{0,5}$ — ширина щели колеса, где λ — задаваемый параметр течения; ν — кинематическая вязкость жидкости; φ — коэффициент расхода; $R_2 = \acute{R}_2 R_1$ — внешний радиус колеса, где R_1 — внутренний радиус колеса ($R_1 \geqslant b$); $\acute{R}_2$ — относительный внешний радиус диска; ω — угловая скорость диска; i — число дисков.

Теоретический напор насоса определяется выражением $\mathrm{H} = (\omega R_2)^2$.

Комбинированный элемент в ГДТ представлен гидравлическим каналом с одной вращающейся и одной неподвижной поверхностями. В таких каналах в пограничных слоях возникает центробежно-центростремительное течение. В периферийном канале центробежный поток сливается с потоком активного элемента, а в приосевом центростремительный поток сливается с потоком из пассивного элемента. Центральная часть потока вращается как твердое тело.

Потери мощности на трение в комбинированном элементе определяются формулой [4] $W_2 = M_2\omega$, где $M_2 = c_f \rho R_2^5 \omega^2$ — момент трения. Здесь c_f — коэффициент момента сопротивления, при числе Рейнольдса $\mathrm{Re} > 10^5$ имеем $c_f = 0{,}0465\left(\frac{\nu}{\omega R_2}\right)^{0,2}$, ρ — плотность жидкости.

Объемные расходы центробежного (Q_2) и центростремительного (Q_3) потоков определяются выражениями [5]:

$$Q_2 = 2\pi R_2^2 \zeta_1 \nu^{0,5} \omega^{0,5} F_1,$$

где ζ_1 — относительная осевая толщина слоя жидкости, перемещаемой в радиальном направлении вращением диска; F_1 — радиальная составляющая скорости при вращении центробежного потока по вращающемуся диску;

$$Q_3 = 2\pi R_1^2 \zeta_2 \nu^{0,5} \omega^{0,5} F_2,$$

где ζ_2 — оптимальная осевая толщина слоя жидкости, перемещаемой при центростремительном вращающемся потоке по неподвижному диску; F_2 — радиальная составляющая скорости при центростремительном вращающемся потоке по неподвижному диску.

В таблице приведены значения радиальных составляющих скоростей F_1 и F_2 в зависимости от толщины слоя жидкости. При отсутствии данных о толщине пограничных слоев рекомендуется принимать максимальные значения $(\zeta F)_{\max}$.

В выбранной расчетной схеме пассивный элемент, образованный двумя соседними неподвижными дисками, установленными с зазором, представляет собой напорную гидролинию с турбулентным течением жидкости от периферийного канала дискового насоса к приосевому. Ширину щели между дисками рекомендуется устанавливать из условия обеспечения скорости потока 5÷10 м/с.

Потери мощности в пассивных элементах в канале определяет выражение $W_3 = \xi \frac{\upsilon^2}{2} Q_4 \rho$, где ξ — коэффициент местных потерь в канале, зависит от формы канала, геометрических размеров и режима течения жидкости; Q_4 — расход жидкости через канал пассивного элемента, определяется из условия неразрывности потоков: $Q_4 = Q_1 + Q_2 - Q_3$; υ — скорость потока жидкости в канале.

Радиальная составляющая скорости	Относительная толщина ζ слоя жидкости									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
F_1, м/с	0,046	0,084	0,114	0,136	0,154	0,180	0,156	0,118	0,084	0,058
F_2, м/с	−0,060	−0,140	−0,200	−0,270	−0,349	−0,484	−0,450	−0,329	−0,176	−0,036

УДК 62-233.3/9

С. Н. ПАХОМОВ (ЗАО "МНИТИ", г. Москва), e-mail: mniti@mniti.ru

Полуобкатная зубчатая передача

Предложен способ нарезания полуобкатных зубчатых передач, рассмотрены вопросы выбора исходного контура инструмента.

Ключевые слова: зубчатые колеса, полуобкатная передача, способ нарезания, исходный контур инструмента.

A method for cutting of semi-running-in gearings is proposed, and the matters of choice of the tool's reference profile are considered.

Keywords: tooth gears, semi-running-in gearing, cutting technique, tool's reference profile.

Теоретически можно создать зубчатый механизм с самыми различными профилями зубьев [1], при этом важно, чтобы обкатывание инструмента происходило по тем же центроидам нарезаемых колес, которые будут у зубчатых колес при сцеплении друг с другом [2]. Выбор профиля определяется технологическими требованиями, обусловленными возможностями станочного оборудования, на котором изготовляются зубчатые колеса, и геометрией исходного контура режущего инструмента — он должен быть прост для изготовления и контроля.

Станочное оборудование

Для создания сопряженных профилей применим малоизвестный способ нарезания круглых зубчатых колес, который заключается в реализации на станке одновременных вращений заготовки шестерни относительно собственной оси и относительно оси предполагаемого зубчатого колеса, с которым шестерня составит зубчатую передачу. Особенность способа заключается в независимых движениях деления и обката заготовки относительно перемещений режущего инструмента.

В планетарной передаче (рис. 1), состоящей из центрального (солнечного) зубчатого колеса радиуса R_2 (неподвижная центроида) и сателлита радиуса R_1 (подвижная центроида), центральное зубчатое колесо по определению неподвижно. Сателлит, обкатываясь по центральному зубчатому колесу вокруг оси O_2, одновременно вращается вокруг собственной оси O_1.

Заменим центральное колесо дисковой фрезой (рис. 2), кото-

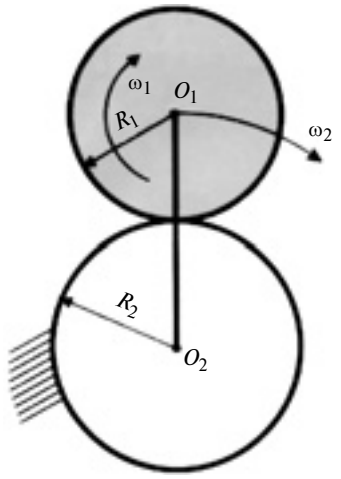


Рис. 1. Планетарная передача

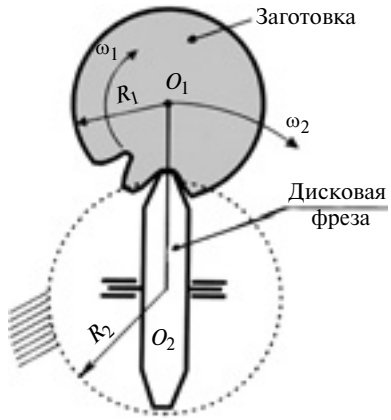


Рис. 2. Схема замены центрального зубчатого колеса фрезой

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 7)

Потери приводной мощности на преодоление инерционных сил, связанных с вращением массы ротора, составят: $W_в = 0{,}5J\omega^2$, где J — момент инерции ротора относительно оси вращения.

Предложенный метод расчета позволяет оптимизировать конструкцию ГДТ по геометрическим размерам и схемному исполнению, что способствует их широкому применению в различных технических устройствах.

Данная методика апробирована при разработке в ОАО "НПО "Поволжский АвиТИ" серии экспериментальных спасательных устройств — АБВ 03.000 (многосекционная) и АБВ 04.000 (односекционная).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2226414 Рос. Федерации:** МПК[7] А 62 В 1/08. Спасательное устройство.

2. **Идельчик Л. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

3. **Мисюра В. И., Овсянников Б. В., Присняков В. Ф.** Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986. 112 с.

4. **Насосы** и компрессоры / С. А. Абдурашитов, А. А. Тупиченков, И. М. Вершинин и др. М.: Недра, 1974. 294 с.

5. **Дорфман Л. А.** Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М.: Государственное изд-во физико-математической литературы. 1960. 254 с.

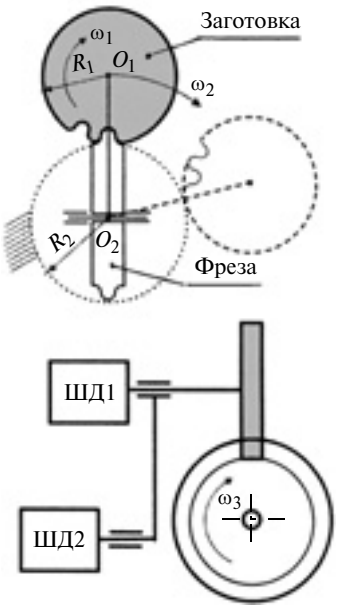


Рис. 3. Схема нарезания зубьев на заготовке:
ШД1 и ШД2 — шаговые двигатели; ω_1, ω_2, ω_3 — угловые скорости

рая, нарезая один зуб этого колеса, почти не вносит дополнительных погрешностей при нарезании зубьев в заготовке в отличие от долбяка или червячной фрезы.

При зубофрезеровании любая модификация инструмента приводит к изменению формы исходной рейки, таким образом, инструмент может быть использован только для обработки зубчатых колес с определенным числом зубьев [3]. Кроме того, теоретически некорректно составлять передачу из эвольвентных зубчатых колес, нарезанных червячной фрезой, так как одно из них не может иметь бесконечный радиус [4].

При зубодолблении при выборе параметров долбяка кроме модуля и угла профиля, которые должны соответствовать параметрам обрабатываемого колеса, необходимо строго устанавливать число зубьев долбяка [3].

Вращающаяся фреза (рис. 3) при временном контакте с заготовкой прорезает в заготовке сателлита впадину, боковые стороны которой представляют собой сопряженные профили соседних зубьев при условии, что подвижная центроида обкатывается по неподвижной центроиде без скольжения.

При дальнейшем обкатывании заготовка сателлита попадет под фрезу другим участком, и так происходит до тех пор, пока не будут нарезаны все зубья. Применение шаговых двигателей позволяет переходить от движений деления к движениям обкатки и обратно без остановки процесса нарезания. Данный способ настолько очевиден, что вызывает недоумение то, что он был реализован лишь для нарезания конических зубчатых колес, хотя его возможности распространяются и на другие виды зацеплений.

Выбор исходного контура

Выбор исходного контура инструмента, если он может быть любым, зависит от требований создаваемой передачи, состоящей из двух зубчатых колес. Никаких заранее определенных углов зацепления, линий зацепления, полюсов, начальных окружностей и высот головок и ножек у отдельно взятого эвольвентного зубчатого колеса не существует, они определяются только при зацеплении двух колес [5].

Очевидным требованием к зубчатой передаче, а следовательно, к сопряженным профилям, нарезанным исходными контурами инструментов, является точность реализации передаточного отношения на протяжении всего оборота зубчатого колеса. Передача энергии и моментов в зубчатом зацеплении имеет непрерывный характер и осуществляется дискретной поверхностью — активными поверхностями зубьев, каждая из которых работает на малом угле поворота зубчатых колес [3]. Понятно, как важно обеспечивать плавность и непрерывность зацеплений, например, в передачах, используемых в авиации.

Передаточное отношение эвольвентной передачи определяется формулой $i = K\cos(\alpha_0 \pm \pm K_\varphi)/\cos(\alpha_0 \pm \varphi)$, где α_0 — угол исходного контура инструмента; $K = z_1/z_2$ (z_1 и z_2 — числа зубьев соответственно зубчатого колеса и шестерни, φ — угол вращения шестерни). Только при $\varphi = 0$ (в полюсе зацепления) передаточное отношение пары зубчатых колес эвольвентного профиля $i = K = z_1/z_2$.

Непреодолимая местная кинематическая погрешность эвольвентного зацепления в совокупности с другими отклонениями изготовления приводит к таким решениям, как реализация отклонения от исходной сопряженности зубчатого зацепления и полная модификация поверхностей зубьев [3].

Несмотря на то что эвольвентное зацепление для авиационной промышленности потеряло свою актуальность, стремление к использованию исходного контура инструмента простой геометрии остается в силе. Примером могут служить полуобкатные передачи (рис. 4), шестерни которых нарезаются методом деления, а зубчатые колеса — обкаткой [6].

При проектировании для уменьшения габаритных размеров зубчатых передач колеса следует выбирать с меньшим числом зубьев.

Для эвольвентных передач, чтобы исключить подрезание, для колес с числом зубьев $z < 17$ применяют смещение исходного контура [7]. Заметим, что подрезание можно исключить, изготовляя зубчатые колеса методом, отличным от обкатки, что, однако, не исключает заклинивания эвольвентых зацеплений [3].

Для полуобкатных передач, в которых фреза является зубом шестерни, заклинивание исклю-

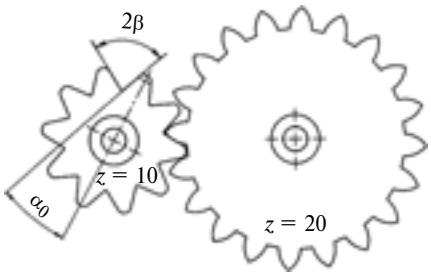


Рис. 4. Полуобкатная передача

чено. Однако в полуобкатных передачах есть опасность заострения, как и в эвольвентных [7]. Для полуобкатных передач существует механизм коррекции угла исходного контура, который нетрудно подобрать компьютерным моделированием.

Угол исходного контура фрезы для нарезания шестерни методом деления зависит от числа зубьев шестерни с учетом глубины впадины между зубьями и возможностью заострения:

$$\beta = \alpha_0 + 180/z_2, \qquad (1)$$

где α_0 — угол исходного контура фрезы для нарезания колес методом обкатки.

Иногда задачи для эвольвентного зацепления решаются с помощью полуобкатных передач. Так, для компактных планетарных механизмов с большим передаточным числом [8] разность чисел зубьев равна единице. В справочнике [9] разность зубьев во внутреннем зацеплении эвольвентных колес рекомендуется равной 8÷3 зубьям. Для полуобкатных передач такой проблемы не существует.

Для того чтобы вся энергия ведущего звена расходовалась на движение ведомого звена, необходимо обеспечить угол давления $\alpha = 0$ [1]. От этого зависят КПД передачи, нагрузка на подшипники, плавность работы, контактная прочность и др. К сожалению, ни эвольвентное, ни полуобкатное зацепление, в основе которых лежат трапецеидальные профили исходного контура инструмента, обеспечить этого не могут. Наиболее близка к этому полуобкатная передача (рис. 5), в которой используется исходный контур в виде окружностей радиусами r и r_1. Их разность определяется уравнением

$$\Delta = r[2 - 1{,}273 z_2 \sin(90/z_2)]. \qquad (2)$$

Установлено, что для изготовления одного и того же комплекта зубчатых колес эпициклоидального профиля требуется в 2÷3 раза больше режущего инструмента, чем для колес эвольвентного профиля, что стало одной из причин замены эпициклоидального профиля эвольвентным [6].

Номенклатура режущего инструмента, сложность и его стоимость для полуобкатных передач могут оказаться ниже, чем для эвольвентных. Существует прямая зависимость исходного контура от числа зубьев нарезаемых зубчатых колес. Для полуобкатных передач, для которых используется трапецеидальный исходный контур, применимо уравнение (1), для передач, для которых используется окружность, — уравнение (2). Меньшему влиянию подвержены полуобкатные передачи, для которых используется инструмент с исходным контуром в виде окружности.

Рис. 5. Полуобкатная передача с исходным контуром в виде окружностей

Таким образом, для нарезания шестерни и зубчатого колеса требуется один и тот же режущий инструмент. Местные кинематические погрешности эвольвентного зацепления являются результатом несопряженных профилей. Полуобкатные передачи соответствуют требованиям теории зацеплений. Номенклатура инструмента для нарезания полуобкатных колес может быть меньше, чем для эвольвентных. Новый способ изготовления зубчатых колес позволяет автоматизировать процесс нарезания полуобкатных зубчатых колес. Компьютерное моделирование позволяет уже на начальном этапе проектирования определить сопряженность профилей зубчатой передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов. М.: Наука, 1967. 720 с.

2. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений М.: Наука, 1968. 584 с.

3. **Производство** зубчатых колес газотурбинных двигателей / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, И. П. Нежурин и др. М.: Высшая школа, 2001. 494 с.

4. **Справочник** машиностроителя / Под общ. ред. Н. С. Ачеркана Т. 1. М.: Машгиз, 1960. 450 с.

5. **Краткий** справочник машиностроителя / Под общ. ред. С. А. Чернавского. М.: Машиностроение, 1966. 628 с.

6. **Калашников С. Н., Калашников А. С.** Зубчатые колеса и их изготовление. М.: Машиностроение, 1983. 264 с.

7. **Теория** механизмов и механика машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов. Под общ. ред. Г. А. Тимофеева М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 688 с.

8. **Механика** промышленных роботов / Под общ. ред. К. В. Фролова, Е. И. Воробьева М.: Высшая школа, 1989. 384 с.

9. **Справочник** конструктора точного приборостроения / Под общ. ред. Ф. Л. Литвина. М.: Машиностроение, 1964. 943 с.

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ),
e-mail: medvedev@vladggu.ru

Динамика многодвигательного электрогидравлического привода систем автоматического управления

Динамика многодвигательных электрогидроприводов рассмотрена на примере их основных элементов — электрогидравлических устройств типа "сопло—заслонка" и гидродвигателей вращательного движения. Математическая модель этих приводов выполнена в виде системы уравнений отдельных элементов.

Ключевые слова: электрогидравлический привод, динамика, математическая модель.

The dynamics of multi-motor hydroelectric drives is considered by the example of their basic elements, namely, the hydroelectric devices of "flapper-nozzle" type and hydraulic engines of rotary motion. A mathematical model of these drives as a system of equations of individual elements has been developed.

Keywords: hydroelectric drive, dynamics, a mathematical model.

Динамика реального многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП) описывается нелинейными уравнениями, что обусловлено нелинейностью значительного числа характерных для них явлений, главные из которых — трение в управляющих золотниках и гидродвигателе, квадратичная зависимость расхода рабочей жидкости через золотник от перепада давлений в гидродвигателе и ограничения по ее расходу и давлению. Совершенство математической модели МДЭГП определяется строгостью учета всего многообразия так называемых нелинейностей элементов и случайных отклонений параметров от расчетных значений. Точность математического описания достигается его усложнением, поэтому следует весьма тщательно согласовывать вопросы сбалансированности модели с точностью и возможностью ее упрощения в результате принятия некоторых допущений при математическом описании.

Так, в работе [1], например, отмечается, что "известная идеализация задачи всегда неизбежна: для построения математической модели рассматриваемой физической системы нужно учесть основные решающие факторы, определяющие те именно черты поведения системы, которые нас в данное время интересуют. Отнюдь не следует стремиться учесть все без исключения ее свойства. Это последнее вообще неосуществимо, но если бы нам даже и удалось учесть значительную часть этих свойств, то задача получилась бы столь сложной, что решение ее было бы чрезвычайно затруднено или даже вовсе невозможно". Поэтому обычно на начальном этапе проектирования пользуются линеаризованной моделью, а влияние нелинейностей учитывается при дополнительных исследованиях. Сложность математической модели (порядок линеаризованных уравнений) МДЭГП во многом зависит также от диапазона частот (полосы пропускания) управляющих воздействий. Например, для гидроприводов, работающих в диапазоне частот 0÷25 Гц, необходимо учитывать и малые постоянные времени, оказывающие влияние на частотные свойства привода в этом диапазоне, а для гидроприводов с частотным диапазоном отрабатываемых сигналов 0÷5 Гц малыми постоянными времени в первом приближении можно пренебречь.

Адекватность математической модели исследуемому приводу с точки зрения ее вида и точности численных значений параметров обычно проверяют большим числом экспериментов.

При анализе привода одной из сложнейших проблем является адекватность математического описания, т. е. составления его динамической модели. Точное математическое описание системы можно получить только в результате экспериментальной проверки, поэтому при выводе уравнений движения МДЭГП будем учитывать некоторые результаты экспериментального исследования, например, двухдвигательного привода одноосного динамического моделирующего стенда [2—5].

Исследованию общих закономерностей построения электрогидравлических приводов посвящены работы В. А. Хохлова, В. Н. Прокофьева, Н. С. Гамынина, И. М. Крассова, В. А. Лещенко, М. Гийона, Дж. Блэкборна, которыми разработаны также принципы анализа многих элементов МДЭГП.

Известно, что динамика электрогидравлического привода с дроссельным управлением описывается нелинейными дифференциальными уравнениями. Поскольку нелинейности присущи каждому из объединяемых приводов, полный их учет в МДЭГП приводит к системе нелинейных дифференциальных уравнений очень высокого порядка, решение которой затруднительно. Для упрощения динамических исследований привода, например для оценки влияния на его характеристики некоторых случайных факторов, оценки быстродействия и частоты собственных колебаний, приближенного анализа устойчивости контура системы управления, в которой он используется, и т. д. также воспользуемся линеаризованной динамической моделью, а влияние нелинейностей будет учтено в результате дополнительных исследований, как, например, в работе [6]. Для теоретических иссле-

дований МДЭГП необходимо получить математическую модель, которая по своей сложности допускала бы применение известных методов теории автоматического управления (ТАУ).

Глубокое понимание физических процессов, происходящих в МДЭГП, требует знания характеристик его элементов. Поэтому при выводе уравнений движения привода будем рассматривать характеристики элементов, которые нашли наиболее широкое применение в гидроприводах. Следует заметить, что некоторые элементы МДЭГП могут работать в режимах, несколько отличных от обычных (например, работа нескольких гидроусилителей на один гидродвигатель может характеризоваться как работа гидравлического дифференциала).

В качестве основных элементов МДЭГП будем рассматривать электрогидравлические усилители мощности типа "сопло—заслонка" и гидродвигатели вращательного движения.

Описание математической модели МДЭГП выполним в виде системы уравнений отдельных элементов. С учетом того, что объединяемые единичные приводы идентичны, т. е. состоят из однотипных элементов, их уравнения будут подобны.

Методы исследования

В последние годы анализ систем со случайными параметрами стал неотъемлемой частью исследований не только в ТАУ, но и в других областях, например радиотехнике, ядерной физике, механике и т. д. Из всего многообразия работ, касающихся этой проблемы, в ТАУ можно выделить фундаментальную работу В. С. Пугачева [7]. Не ставя задачу оценки всех методик исследования, коснемся лишь двух подходов, которыми в дальнейшем воспользуемся для анализа динамических свойств МДЭГП.

Первый подход к исследованию систем со случайными параметрами основан на теории чувствительности, которая позволяет оценить влияние на динамические характеристики системы "малых" отклонений параметров от номинальных значений. Проблема чувствительности систем автоматического управления впервые была сформулирована в работе Г. В. Боде [8] при рассмотрении свойств линейных систем с обратной связью. Основные положения теории чувствительности изложены в работах Р. Томовича [9] и Е. Н. Розенвассера [10]. Содержание этой теории в основном составляют методы получения и использования функций чувствительности, представляющих собой частные производные соответствующих порядков от показателей качества по изменяющимся параметрам. Связь между "малыми" отклонениями параметров и приращениями показателей качества функционирования системы предполагается линейной. Естественно, что указанный подход дает приближенную оценку качества системы. Следует отметить, что при использовании теории чувствительности необходимо убедиться в "грубости" системы [1], т. е. в том, что поведение системы качественно не изменится в области возможных варьируемых параметров, применение аппарата теории чувствительности будем считать правомерным. Только в этом случае с помощью функций чувствительности можно оценить степень влияния изменения параметров на качество работы системы.

Второй подход применим к системам, изменения параметров которых могут быть значительными (в 2÷3 раза и более) и к которым методы теории чувствительности неприменимы. Этот подход [11] применим к исследованию стационарных и квазистационарных систем со случайными вариациями параметров, он базируется на классических методах ТАУ. Методика исследований динамических свойств систем, основанная на этом подходе, позволяет изучить вероятностные характеристики обобщенных функционалов МДЭГП.

Элементы управления МДЭГП

Электрогидравлический усилитель типа "сопло—заслонка"

В быстродействующих МДЭГП самое широкое применение нашел двухкаскадный электрогидравлический усилитель (ЭГУ) "сопло—заслонка" (рис. 1). Анализу ЭГУ этого вида посвящены многочисленные работы [6, 12—14].

Из рис. 1 видно, что первый каскад усиления выполнен по схеме гидравлического моста с двумя регулируемыми дросселями типа "сопло—заслонка", а в качестве второго каскада гидроусилителя используется золотник с центрирующими пружинами. При исследовании ЭГУ "сопло—заслонка" наиболее важным является вывод обобщенной характеристики $Q_x = f(h, p_x)$, выражающей зависимость между перемещением h заслонки, перепадом p_x давлений в междроссельных камерах и расходом Q_x жидкости в диагонали гидравлического моста. В общем виде указанная характеристика является нелинейной [15], что объясняется нелинейностью силовой характеристики при больших отклонениях заслонки, а также ограничением перемещения заслонки из-за возможности ее упора в сопла при больших значениях сигналов управления. Для расчетной зоны ($h \leqslant h_{\max}$, $p_x \leqslant p_{\max}$), когда заслонка не может достигнуть сопел (т. е. ее ход не ограничен) и можно допустить справедливость линейной зависимости между расходом рабочей жидкости и ее давлением, линеаризованное уравнение обобщенной характеристики ЭГУ имеет вид:

$$Q_x = K_{Qh}h - K_{Qp}p_x, \qquad (1)$$

где Q_x — располагаемый расход в диагонали гидравлического моста; $K_{Qh} = \partial Q/\partial h$ — его коэффициент усиления по расходу; $K_{Qp} = \partial Q/\partial p_x$ — коэффи-

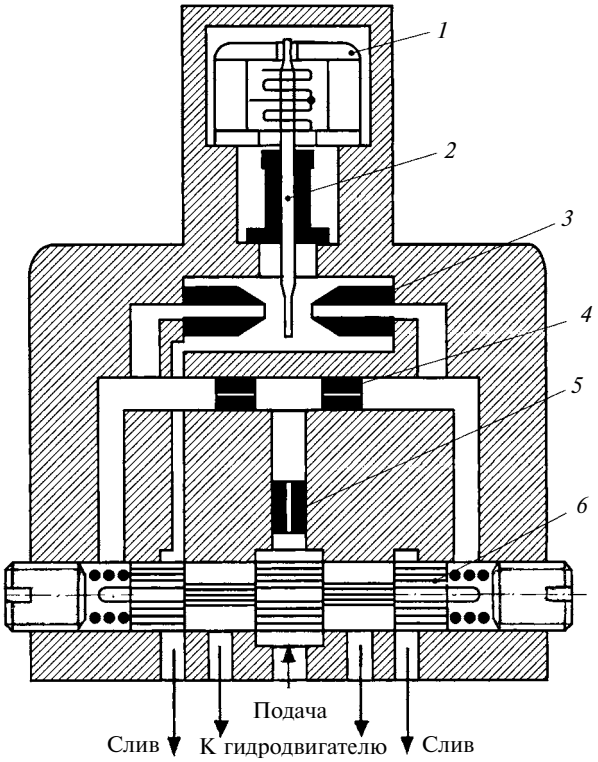


Рис. 1. Схема электрогидравлического усилителя:
1 — электромеханический преобразователь; *2* — заслонка; *3* — сопло; *4* — нерегулируемый дроссель; *5* — входной дроссель; *6* — распределительный золотник

циент скольжения обобщенной характеристики гидравлического моста.

Потребный расход в диагонали гидравлического моста с учетом утечек и сжимаемости рабочей жидкости можно представить в виде:

$$Q_{\text{потр}} = A_{\text{з}}\frac{\mathrm{d}x_{\text{з}}}{\mathrm{d}t} + K_{\text{сж}}\frac{\mathrm{d}p_x}{\mathrm{d}t} + K_{\text{ут}}p_x, \qquad (2)$$

где $A_{\text{з}} = (\pi d^3)/4$ — площадь торцевой части золотника; $K_{\text{сж}} = V/(2E)$ — коэффициент сжимаемости рабочей жидкости (V — объем жидкости в одной из торцевых камер золотника); $x_{\text{з}}$ — перемещение золотника; $K_{\text{ут}}$ — коэффициент утечек в золотнике.

Учитывая условие установившегося режима $Q_x = Q_{\text{потр}}$, уравнения (1) и (2) можно записать в виде:

$$A_{\text{з}}\frac{\mathrm{d}x_{\text{з}}}{\mathrm{d}t} + K_{\text{сж}}\frac{\mathrm{d}p_x}{\mathrm{d}t} + (K_{Qh} + K_{\text{ут}})p_x = K_{Qh}h. \qquad (3)$$

Уравнение сил, действующих на золотник во время его движения, имеет вид:

$$A_{\text{з}}p_x = m_{\text{з}}\frac{\mathrm{d}^2x_{\text{з}}}{\mathrm{d}t^2} + b_{\text{з}}\frac{\mathrm{d}x_{\text{з}}}{\mathrm{d}t} + c_{\text{з}}x_{\text{з}} + |F_{\text{тр}}|\operatorname{sign}\frac{\mathrm{d}x_{\text{з}}}{\mathrm{d}t}, \qquad (4)$$

где $m_{\text{з}}$ — масса золотника; $b_{\text{з}}$ — коэффициент вязкого трения; $c_{\text{з}}$ — жесткость золотника; $F_{\text{тр}}$ — коэффициент сухого трения.

На рис. 2 представлена структурная схема ЭГУ, построенная на основе уравнений (3) и (4) с учетом сухого трения. Следует заметить, что сухое трение, являясь существенной нелинейностью ЭГУ, может при некоторых сочетаниях его параметров заметно увеличить зону нечувствительности, запаздывание и давление трогания, что подтверждается даже экспериментальными статическими характеристиками привода.

Если пренебречь влиянием сухого трения, то согласно рис. 1 передаточная функция ЭГУ будет иметь вид:

$$W_{\text{гу}} = \frac{x_{\text{з}}(S)}{h(S)} = \frac{K_{\text{гу}}}{B_1S^3 + B_2S^2 + B_3S + 1}, \qquad (5)$$

где $K_{\text{гу}} = \dfrac{K_{Qh}A_{\text{з}}}{(K_{Qp} + K_{\text{ут}})c_{\text{з}}}$; $B_1 = \dfrac{K_{\text{сж}}m_{\text{з}}}{(K_{Qp} + K_{\text{ут}})c_{\text{з}}}$;

$$B_2 = \frac{K_{\text{сж}}b_{\text{з}} + (K_{Qp} + K_{\text{ут}})m_{\text{з}}}{(K_{Qp} + K_{\text{ут}})c_{\text{з}}};$$

$$B_3 = \frac{A_{\text{з}}^2 + K_{\text{сж}}c_{\text{з}} + b_{\text{з}}(K_{Qp} + K_{\text{ут}})}{(K_{Qp} + K_{\text{ут}})c_{\text{з}}}.$$

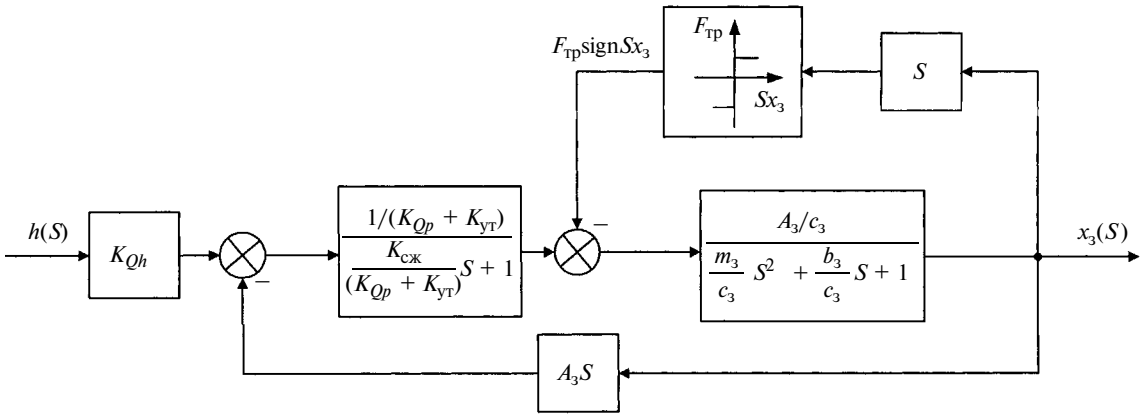


Рис. 2. Структурная схема ЭГУ типа "сопло—заслонка"

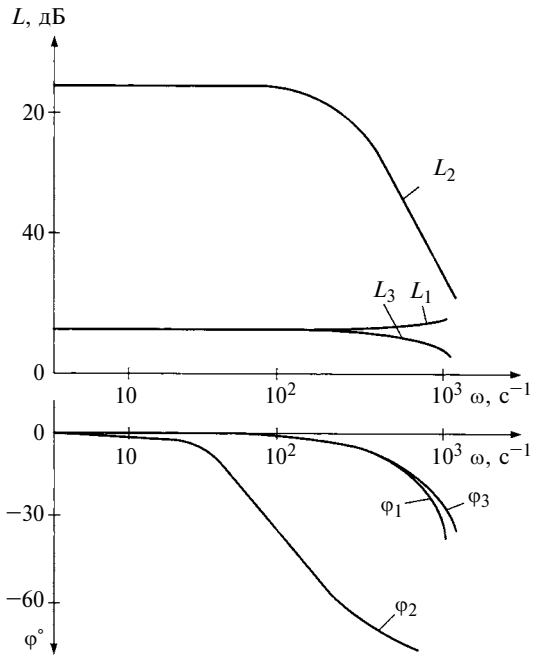


Рис. 3. Логарифмические амплитудная (*L*) и фазовая (φ) частотные характеристики ЭГУ:
L_1, φ_1 — действительные; L_2, φ_2 — при допущениях $K_{ут} = 0$, $m_з = 0$, $b_з = 0$; L_3, φ_3 — при допущениях $K_{ут} \neq 0$, $m_з = 0$, $b_з = 0$

По выражению (5) были построены логарифмические частотные характеристики (рис. 3). Для оценки влияния на динамические характеристики ЭГУ параметров $K_{ут}$, $m_з$, $b_з$ были построены характеристики при условиях $K_{ут} = 0$; $m_з = b_з = 0$. Анализ характеристик показывает правомерность допущения $m_з = 0$; $b_з = 0$. В этом случае передаточная функция (5) упрощается до вида:

$$W_{гу}(S) = K_{гу}/(T_{гу}S + 1), \qquad (6)$$

где $K_{гу} = \dfrac{K_{Qh}A_з}{(K_{Qp} + K_{ут})c_з}$; $T_{гу} = \dfrac{A_з^2 + K_{сж}c_з}{(K_{Qp} + K_{ут})c_з}$.

Если пренебречь утечками и сжимаемостью рабочей жидкости, то постоянная времени $T_{гу} = K_{гу}A_з^2/K_{Qh}$, т. е. связана линейной зависимостью с коэффициентом усиления ЭГУ.

Важнейшим условием получения высоких динамических свойств ЭГУ является определенное соотношение сопрягаемых частот электромеханического преобразователя (ЭМП) и усилителя. Исследования показали [16], что для рассматриваемых типов элементов наилучшие динамические характеристики имеют место при соотношениях $\omega_{ЭМП}/\omega_{гу} = 10/12$, что соответствует постоянным времени $T_{ЭМП} \approx 0{,}4 \cdot 10^{-3}$ с и $T_{гу} \approx (4 \div 4{,}8) \cdot 10^{-3}$ с. Хотя при конструировании ЭГУ это условие учитывается, однако в силу случайного подбора комплектующих деталей и узлов, а также вариаций значений параметров этих элементов при эксплуатации, их характеристики могут изменяться, что следует принимать во внимание при конструировании МДЭГП.

Основной нелинейностью ЭГУ является сухое трение золотника, которое возникает вследствие его перекоса пружинами, при облитерации и др. Исследования показывают, что влияние сухого трения проявляется в увеличении времени запаздывания золотника, что, естественно, ухудшает динамику усилителя. Однако для высококачественных ЭГУ это запаздывание составляет порядка 1 мс и практически не влияет на динамику привода, поэтому при построении структурной схемы ЭГУ сухим трением можно пренебречь.

На рис. 4 показана структурная схема ЭГУ, построенная на основе рассмотренных уравнений движения ЭМП и ГУ с учетом гидродинамической обратной связи, в соответствии с которой получены расчетные частотные характеристики ЭГУ (рис. 5),

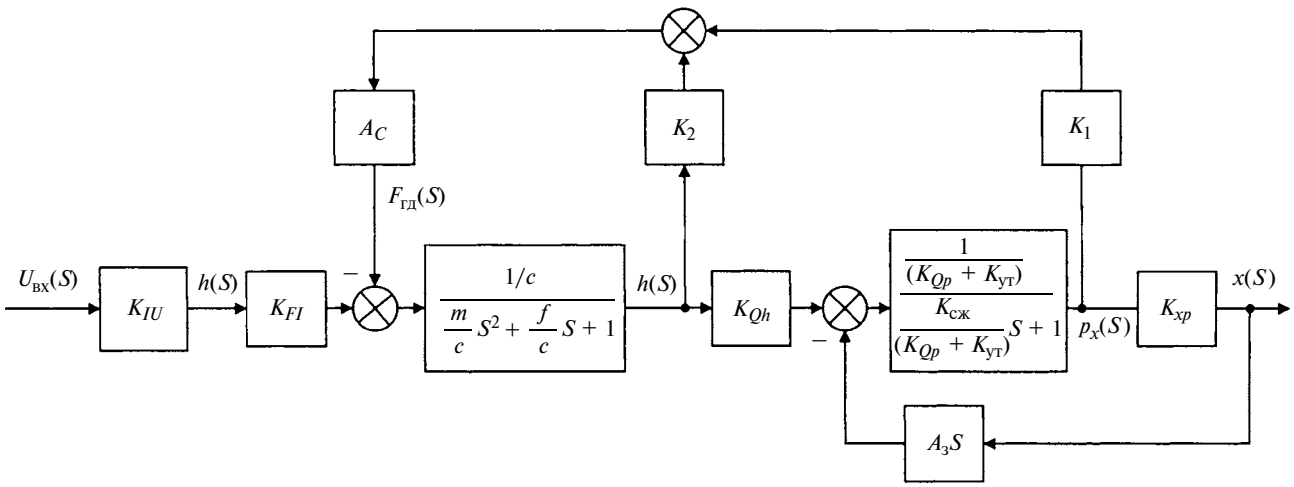


Рис. 4. Структурная схема ЭГУ

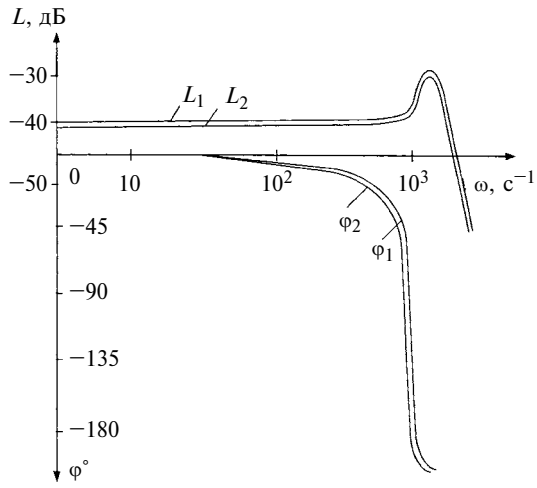


Рис. 5. Расчетные ЛАФЧХ электрогидравлического усилителя с обратной связью (L_1, φ_1) и без нее (L_2, φ_2) по гидродинамической нагрузке на заслонку

анализ которых показал, что в данном случае влиянием гидродинамической силы можно пренебречь.

Электромеханический преобразователь

Электромеханический преобразователь (ЭМП) является составной частью любого ЭГУ и предназначен для преобразования электрических сигналов управления в перемещение подвижного элемента гидроусилителя. К нему предъявляются высокие требования, касающиеся простоты конструкции, малых габаритных размеров, мощности управления (0,1÷0,5 Вт), частоты собственных колебаний (не менее 400 Гц), надежности.

В настоящее время в ЭГУ находят применение электродинамические и электромагнитные преобразователи. Принцип действия, достоинства и недостатки указанных преобразователей подробно рассмотрены в работах [17—19]. В последние годы нашли широкое применение преобразователи с гибкой подвеской якоря [20], которые имеют массу 100÷300 г; на перемещениях 0,1÷0,3 мм они развивают усилия в 20÷25 Н, собственная частота колебаний составляет 500÷700 Гц, сдвиг по фазе на частоте 200 Гц не более 40÷50°, гистерезис характеристики управления не более 2 % от максимального входного сигнала. Указанные параметры характеризуют лучший из электромеханических преобразователей.

Преобразователи данных видов имеют подобные уравнения статических и динамических характеристик, строгие аналитические выражения которых довольно громоздки и зависят от множества конструктивных параметров, поэтому ограничимся их наиболее общими выражениями.

Динамические характеристики ЭМП зависят от индуктивности обмоток управления, инерционности подвижных частей, суммарной жесткости гибкой подвески и магнитной системы и определяются уравнениями электрической цепи и сил, действующих на якорь преобразователя:

$$U = RI + L_{\text{о.у}}\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}t} + K_{\text{я}}\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}; \qquad (7)$$

$$m\frac{\mathrm{d}^2h}{\mathrm{d}t^2} = K_{FI}I - C_{\text{ЭМП}}h - f\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}, \qquad (8)$$

где U — напряжение, приложенное к обмотке управления; $R = R_{\text{о.у}} + R_{\text{доб}}$ — суммарное сопротивление выходного каскада электронного усилителя и обмотки управления; I — ток управления преобразователя; $L_{\text{о.у}}$ — индуктивность обмотки управления; $K_{\text{я}}$ — коэффициент противоЭДС, наводимой в обмотке управления при перемещении якоря со скоростью $\mathrm{d}h/\mathrm{d}t$; h — перемещение якоря, приведенное к оси сопел (рассматривается ЭМП, работающий с ЭГУ типа "сопло—заслонка", см. рис. 1); m — суммарная масса якоря, заслонки и жидкости, приведенная к оси сопел; K_{FI} — крутизна тяговой характеристики преобразователя; $C_{\text{ЭМП}}$ — жесткость гибкой подвески и магнитной системы; f — коэффициент вязкого трения.

Следует заметить, что уравнение (8) составлено без учета сухого трения и гистерезисной петли в преобразователе, а также гидродинамической силы, действующей на заслонку при истечении струй из сопел гидроусилителя, которая является нагрузкой преобразователя и оказывает определенное влияние на характеристики ЭГУ. В общем виде воздействие струй на заслонку зависит от давления на входе в сопло, диаметра сопла, смещения заслонки, расхода жидкости [21]. Теоретический расчет его довольно сложен, поэтому на практике пользуются экспериментальными данными. В некоторых случаях для расчета воздействия струй на заслонку при различных давлениях в междроссельных камерах и расходах в диагонали моста гидроусилителя можно воспользоваться уравнением [22]

$$F_{\text{ГД}} = (B - E\sigma_{\text{др}}^2)K_{ph} - \left[(B - E\sigma_{\text{др}}^2)\frac{K_{ph}}{K_{Qh}} + 4EQ_0\right]Q_x, \qquad (9)$$

где $K_{ph} = \left.\frac{\partial p_x}{\partial h}\right|_{\substack{Q=0\\h=0}}$ и $K_{Qh} = \left.\frac{\partial Q_x}{\partial h}\right|_{\substack{p_x=0\\h=0}}$ — коэффициенты усиления по давлению и по расходу; $\sigma_{\text{др}}$ —

гидравлическая проводимость нерегулируемого дросселя (см. рис. 1); B и E — коэффициенты, зависящие от диаметра сопла и плотности рабочей жидкости; Q_0 — расход через плечо качалки при нейтральном положении заслонки; Q_x — расход в диагонали гидравлического моста.

Из уравнения (9) видно, что при неподвижном золотнике ($Q_x = 0$) действие силы $F_{ГД}$ на заслонку эквивалентно действию пружины с жесткостью $C^*_{ГД} = (B - E\sigma^2_{др})K_{ph}$, подключенной к заслонке. В этом случае уравнение сил (8) примет вид:

$$m\frac{d^2h}{dt^2} + f\frac{dh}{dt} + (C_{ЭМП} + C^*_{ГД})h = K_{FI}I. \qquad (10)$$

В случае движения золотника ($Q_x \neq 0$) на заслонку действует также сила, пропорциональная расходу в диагонали моста. С учетом изложенного, уравнения (7) и (8) в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} U &= RI + L_у SI + K_я Sh; \\ mS^2h + fSh + Ch &= K_{FI}I + K_{F_{ГД}}Q_x, \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

где $C = C_{ЭМП} + C^*_{ГД}$ — коэффициент жесткости обобщенной статической характеристики преобразователя с учетом гидродинамической силы; $K_{F_{ГД}} = (B - E\sigma^2_{др})\dfrac{K_{ph}}{K_{Qh}} + 4EQ_0$ — коэффициент, учитывающий составляющую струи, пропорциональную Q_x.

По уравнению (10) построена структурная схема (рис. 6), на основании которой передаточная функция ЭМП имеет вид:

$$W_{ЭМП}(S) = \frac{h(S)}{U(S)} = \frac{K_{ЭМП}}{a_1S^3 + a_2S^2 + a_3S + 1}, \qquad (12)$$

где $a_1 = \dfrac{mL_у}{R(C_{ЭМП} + C^*_{ГД})}$; $a_2 = \dfrac{L_у f + mR}{R(C_{ЭМП} + C^*_{ГД})}$;

$$a_3 = \frac{L_у(C_{ЭМП} + C^*_{ГД}) + fR + K_я K_{FI}}{R(C_{ЭМП} + C^*_{ГД})};$$

$$K_{ЭМП} = \frac{K_{FI}}{R(C_{ЭМП} + C^*_{ГД})}.$$

Для оценки влияния обратной связи по ЭДС и гидродинамической обратной связи на характеристики преобразователя по выражению (12) получены и построены (рис. 7) логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) ЭМП рассматриваемого типа. Анализ этих характеристик показал, что ЭДС, наводимой в обмотке управления, можно пренебречь. Тогда при $K_я \to 0$ выражение (12) примет вид:

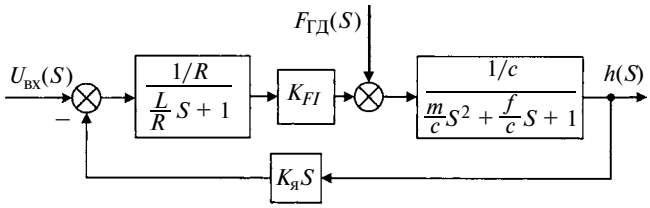


Рис. 6. Структурная схема ЭМП

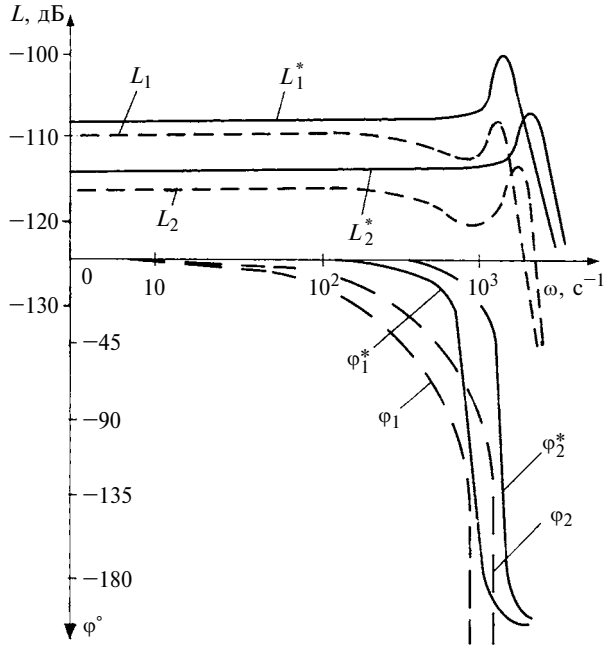


Рис. 7. ЛАФЧХ электромеханического преобразователя: ---- — последовательное включение обмотки управления ЭМП и ЭУ; —— — включение обмотки управления ЭМП в цепь обратной связи ЭУ; L_1, L_1^* — при $C^*_{ГД} = 0$, L_2, L_2^* — при $C^*_{ГД} \neq 0$

$$W_{ЭМП}(S) = \frac{K_{ЭМП}}{(T_1S+1)(T_2^2S^2 + 2\varsigma_2T_2S + 1)}, \qquad (13)$$

где $T_1 = \dfrac{L_у}{R}$; $T_2 = \sqrt{\dfrac{m}{C_{ЭМП} + C^*_{ГД}}}$;

$$\varsigma_2 = \frac{f}{2\sqrt{m(C_{ЭМП} + C^*_{ГД})}}.$$

Из рис. 6 видно, что пренебрежение гидродинамической силой $F_{ГД}$ увеличивает коэффициент усиления ($K_{ЭМП}$) и постоянную времени ($T_{ЭМП}$) ЭМП. Подобный же вывод можно сделать, анализируя выражение (13), из которого видно, что учет гидродинамической силы приводит к уменьшению

$K_{ЭМП}$ и $T_{ЭМП}(T_2)$ соответственно в $\dfrac{C_{ЭМП} + C^*_{ГД}}{C_{ЭМП}}$ и в $\sqrt{\dfrac{C_{ЭМП} + C^*_{ГД}}{C_{ЭМП}}}$ раз.

Рассмотрим возможности улучшения динамических свойств преобразователя [22—25]. Анализ передаточной функции (13) показывает, что апериодическое звено с постоянной времени T_1 появляется вследствие преобразования сигнала по напряжению в сигнал по току. Поэтому в качестве источника питания преобразователя (сигнала управления) следует использовать не источник напряжения, а источник тока, или, другими словами, включать обмотку управления на выход электронного усилителя, обладающего высоким выходным сопротивлением. Поскольку не существует идеальных генераторов тока ($R_{вн} = \infty$), то при постоянном значении индуктивности $L_{о.у}$ обмотки управления постоянная времени T_1 будет определяться прежде всего величиной выходного сопротивления электронного усилителя. При правильном выборе сопротивления выходного каскада усилителя постоянная времени $T_1 = L_{о.у}/(R_{ус} + R_{о.у} + R_{доб})$ обычно не превышает 0,002 с. На рис. 8, *б* показаны зависимости постоянной времени $T_{ус}$ усилителя и времени $\tau_{0,95}$ нарастания тока до 95 % от максимального значения выходного сопротивления R усилителя, откуда видно, что при высокоомном выходе постоянной времени можно пренебречь. Следует заметить, что при небольших значениях $R_{о.у}$ (порядка сотен Ом) выбор $R_{доб}$ при низкоомном выходе усилителя ограничивается также допустимым значением тока управления преобразователя, т. е. должно быть $R_{доб} \geqslant U_{max}/I_{доб}$.

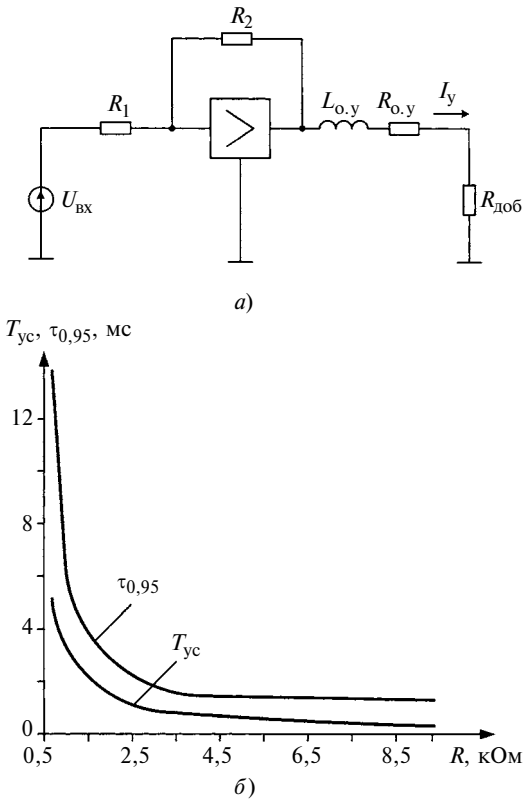


Рис. 8. Схема последовательного включения обмотки управления ЭМП и ЭУ (*а*) и экспериментальные зависимости постоянной времени $T_{ус}$ и времени $\tau_{0,95}$ нарастания тока до 95 % от максимального сопротивления *R* усилителя (*б*)

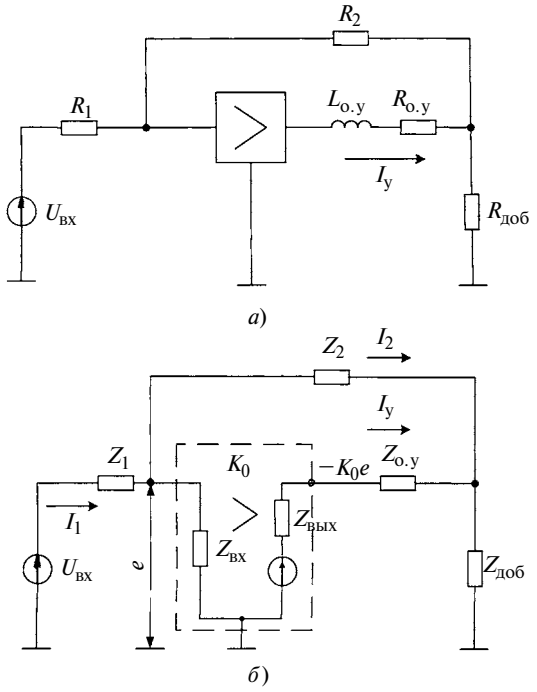


Рис. 9. Схема включения обмотки управления ЭМП в цепь обратной связи ЭУ (*а*) и расчетная схема (*б*)

Одним из возможных путей улучшения динамических свойств преобразователя можно рекомендовать включение обмотки управления по схеме, показанной на рис. 9, *а*, охватывая обмотку управления обратной связью по току электронного усилителя [8]. Как показал эксперимент, такое включение приводит к значительному уменьшению запаздывания в ЭМП.

Для получения передаточной функции звена "усилитель—обмотка управления" на рис. 9, *б*, представлена расчетная схема, для которой можно записать следующие соотношения:

$$\left.\begin{aligned}
I_{о.у}(S) &= \frac{-K_0 e(S) - U_2(S)}{Z_{вых} + Z_{о.у}};\\
I_1(S) &= \frac{U_{вх}(S) - e(S)}{Z_1} \approx I_2(S) = \frac{e(S) - U_2(S)}{Z_2};\\
U_2(S) &= [I_у(S) + I_2(S)]Z_{доб};\\
U_2(S) &= e(S) - I_2(S)Z_2,
\end{aligned}\right\} \quad (14)$$

где $Z_{вых}$, $Z_{о.у}$, $Z_{доб}$, Z_1, Z_2 — полные сопротивления, учитывающие активную и реактивную составляющие; e — напряжение на входе усилителя с учетом его обратной связи.

Решим систему уравнений (14) относительно $I_у(S)$. Для этого в первое уравнение подставим значения $U_2(S)$ и $I_2(S)$ из четвертого и второго уравнений. Тогда

$$I_у(S) = \frac{-\left(1 + K_0 + \frac{Z_2}{Z_1}\right)e(S) + U_{доб}(S)\frac{Z_2}{Z_1}}{Z_{доб} + Z_{о.у}}. \quad (15)$$

Из условия $U_2(S) = [I_у(S) + I_2(S)]Z_{доб} = -K_0e(S) - I(S)(Z_{о.у} + Z_{доб})$ с учетом $I_2(S) = \frac{U_{доб}(S) - e(S)}{Z_1}$ можно выразить $e(S)$ через $I_у(S)$ и $U_{доб}(S)$:

$$e(S) = \frac{-I_у(S)(Z_{доб} + Z_{о.у} + Z_{вых})Z_1 - U_{вх}(S)Z_{доб}}{K_0Z_1 - Z_{доб}}. \quad (16)$$

Подставив выражение (16) в уравнение (15) и решив его относительно $I_у(S)$, после преобразований получим:

$$\frac{I_у(S)}{U_{вх}(S)} = \frac{Z_2 + (1 + 1/K_0)Z_{доб}}{-Z_1Z_{доб} - 1/K_0[Z_{доб}(Z_{вых} + Z_{о.у}) + Z_1 + Z_2)(Z_{доб} + Z_{вых} + Z_{о.у})]}. \quad (17)$$

Учитывая, что собственный коэффициент K_0 усиления довольно велик, выражение (17) можно записать в виде:

$$W(S) = \frac{I_у(S)}{U_{вх}(S)} \approx -\frac{Z_2 + Z_{доб}}{Z_1Z_{доб}} = -K_уK_{IU}, \quad (18)$$

где $K_у = \frac{-Z_2}{Z_1}$; $K_{IU} = \frac{1 + Z_{доб}/Z_2}{Z_{доб}} \approx \frac{1}{Z_{доб}}$, так как $Z_2 \gg Z_{доб}$.

При более строгом рассмотрении выражений (17) и (18) передаточная функция (18) будет иметь вид: $I_у(S)/U_{вх}(S) = K/(TS + 1)$, где постоянная времени $T \approx L_{о.у}(R_1 + R_2 + R_{доб})/(K_0R_1R_{доб})$ для конкретных используемых преобразователей и электронных усилителей не будет превышать шестого порядка малости, поэтому для данной схемы включения обмотки управления (см. рис. 9, *а*) ею можно пренебречь. Для рассматриваемой схемы включения преобразователя рассчитаны частотные характеристики (см. рис. 7, сплошные линии), которые указывают на значительное улучшение динамических свойств преобразователя по сравнению со схемой на рис. 8, *а*. При использовании схемы, представленной на рис. 9, *а*, с учетом принятых допущений передаточная функция преобразователя может быть представлена в виде: $W_{ЭМП}(S) = K_{ЭМП}/(T^2S^2 + 2\varsigma TS + 1)$, где $K_{ЭМП} = K_{UI}K_{FI}/C$.

Гидравлический исполнительный двигатель с дроссельным регулированием скорости

Одна из особенностей приводов с гидродвигателями (ГД) — значительно меньшее влияние сжимаемости рабочей жидкости, чем в приводах с гидроцилиндрами. Расчет же таких приводов принципиально не отличается от расчета приводов с гидроцилиндрами, исследованию которых посвящены работы [14, 16, 26, 27 и др.].

Обычно вывод уравнений движения гидравлического привода базируется на законах неразрывности потока рабочей жидкости и движения нагрузки (втором законе Ньютона). С учетом того, что нагрузка, например, в двухдвигательном приводе является общей для объединяемых приводов, ее уравнения движения будут едины.

Условие неразрывности потока жидкости выражается уравнением расхода, которое показывает, что расход $Q_{дв}$ жидкости, поступающей от гидроусилителя в ГД, должен быть равен расходу $Q_{потр}$, потребному для динамического процесса движения нагруженного ГД: $Q_{дв} = Q_{потр}$.

При выводе уравнения расхода гидропривода приняты следующие допущения:

1) температура, вязкость жидкости и давление питания постоянны;

2) волновые процессы в гидромагистралях не оказывают влияния на динамику привода;

3) коэффициент расхода через дросселирующие окна золотника считаем постоянным.

Уравнения расхода для напорной и сливной магистралей ГД с учетом сжимаемости рабочей жидкости и объемных потерь можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} Q_н &= q\frac{d\varphi}{dt} + \frac{V_1}{2E}\frac{dp_1}{dt} + r_д p_1; \\ Q_{сл} &= q\frac{d\varphi}{dt} - \frac{V_2}{2E}\frac{dp_2}{dt} + r_д p_2, \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

где $Q_н$, $Q_{сл}$ — расходы в напорной и сливной магистралях ГД соответственно; φ — угол поворота вала ГД; V_1, V_2 — объемы рабочей жидкости соответственно в нагнетающей и сливной магистралях; E — модуль объемной упругости жидкости и трубопроводов; $r_д$ — коэффициент утечек в ГД и рабочих магистралях; p_1, p_2 — давления в полостях ГД.

Как известно [16], перепады давлений в напорной и сливной дросселирующих щелях золотника определяются формулами:

$$\left.\begin{aligned}\Delta p_1 &= p_{\text{н}} - p_1;\\ \Delta p_2 &= p_2 - p_{\text{сл}}.\end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

Расход жидкости через дросселирующее окно золотника можно представить в виде:

$$Q = \mu b x \sqrt{(2/\rho)\Delta p_{\text{сл}}}, \qquad (21)$$

где μ — коэффициент расхода; b — длина рабочего дросселирующего окна; x — смещение золотника; ρ — плотность жидкости; $\Delta p_{\text{ок}}$ — перепад давления в окне золотника.

Уравнения расходов (19) с учетом выражений (20) и (21) можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned}\mu b x\sqrt{(2/\rho)(p_{\text{н}} - p_1)} &= q\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} + \frac{V_1}{2E}\frac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}t} + r_{\text{д}}p_1;\\ \mu b x\sqrt{(2/\rho)(p_2 - p_{\text{сл}})} &= q\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} - \frac{V_2}{2E}\frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}t} + r_{\text{д}}p_2.\end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

С подачей управляющего расхода от золотника ГД начинает вращаться и поворачивается от начального положения на некоторый угол (допустим, что при $X > 0$ двигатель вращается по часовой стрелке), тогда

$$\left.\begin{aligned}V_1 &= V_0 + \varphi q;\\ V_2 &= V_0 - \varphi q,\end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

где V_0 — объем напорной и сливной магистралей ГД до начала вращения.

Давление в магистралях ГД можно представить в виде двух составляющих [28]:

$$\left.\begin{aligned}p_1 &= p_{10} + \Delta p_1;\\ p_2 &= p_{20} - \Delta p_2.\end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Тогда p_{10} и p_{20} определяются постоянной нагрузкой и нагрузкой от пружин, а Δp_1 и Δp_2 — инерционной нагрузкой и величинами сухого и вязкого трений.

При отсутствии статической нагрузки имеем:

$$p_{10} = p_{20} = (p_{\text{н}} + p_{\text{сл}})/2.$$

Если же на валу ГД имеется позиционная нагрузка с жесткостью c и постоянная нагрузка, создающая тормозной момент M_0, то

$$\left.\begin{aligned}p_{10} &= \frac{p_{\text{н}} + p_{\text{сл}}}{2} + \frac{M_0 + c\varphi}{2q};\\ p_{20} &= \frac{p_{\text{н}} + p_{\text{сл}}}{2} - \frac{M_0 + c\varphi}{2q}.\end{aligned}\right\} \qquad (25)$$

Уравнения расходов (22) с учетом выражений (23)÷(25) запишем в виде:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\mathrm{d}\Delta p_1}{\mathrm{d}t} + \frac{r_{\text{д}}g}{K'_{\text{сж}}}(\Delta p_1 + p_{10}) =\\ &= \frac{K_x X}{K'_{\text{сж}}}\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}}{2} - \frac{M_0 + c\varphi}{2g} - \Delta p_1} - \frac{q}{K'_{\text{сж}}}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t};\\ &\frac{\mathrm{d}\Delta p_2}{\mathrm{d}t} + \frac{r_{\text{д}}g}{K''_{\text{сж}}}(\Delta p_2 - p_{20}) =\\ &= \frac{K_x X}{K''_{\text{сж}}}\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}}{2} - \frac{M_0 + c\varphi}{2g} - \Delta p_2} - \frac{q}{K''_{\text{сж}}}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t},\end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

где $K'_{\text{сж}} = \dfrac{V_0 + \varphi q}{2E}$; $K''_{\text{сж}} = \dfrac{V_0 - \varphi q}{2E}$; $K_x = \mu b\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}$.

Уравнения (26) описывают динамические процессы в магистралях ГД при выбранном ранее направлении его вращения. Если в процессе вращения ГД управляющий золотник сместить в противоположную сторону ($x < 0$), то при этом поменяются местами магистрали нагнетания и слива и изменится характер действия нагрузок. Чтобы уравнения (26) были справедливы при вращении ГД в любом направлении, φ, M_0 и Δp следует умножить на sign$x$. Тогда окончательно получим:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\mathrm{d}\Delta p_1}{\mathrm{d}t} = \frac{K_x X\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}}{2} - \left(\frac{M_0 + c\varphi}{2g} + \Delta p_1\right)\operatorname{sign}x} -}{(V_0 + q\varphi\operatorname{sign}x)/2E} \to\\ &\qquad \to \frac{-q\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} - r_{\text{д}}\Delta p_1\operatorname{sign}x - r_{\text{д}}p_{10}}{};\\ &\frac{\mathrm{d}\Delta p_2}{\mathrm{d}t} = \frac{K_x X\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}}{2} - \left(\frac{M_0 + c\varphi}{2g} + \Delta p_2\right)\operatorname{sign}x} -}{(V_0 + q\varphi\operatorname{sign}x)/2E} \to\\ &\qquad \to \frac{-q\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} - r_{\text{д}}\Delta p_2\operatorname{sign}x - r_{\text{д}}p_{20}}{}.\end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

Анализ работы гидравлического исполнительного двигателя по уравнениям (13) возможен лишь при использовании модели. На практике для предварительного анализа динамических свойств ГД с дроссельным управлением, как правило, пользуются линеаризованной зависимостью $Q = f(\Delta p_{\text{дв}}, x)$. С целью получения такой зависимости упрощают формулы (27), для чего примем следующие допущения:

1) на вал ГД действуют лишь инерционная нагрузка и нагрузка вязкого трения;

2) объемные потери в каналах между золотником и ГД малы и ими можно пренебречь;

3) объемы магистралей нагнетания и слива равны;

4) динамический процесс происходит в окрестностях точки с установившимся режимом движения привода, которая располагается в поле обоб-

щенной характеристики $Q_д = f(\Delta p_{дв}, x)$, не имеющей разрывов и неоднозначностей.

С учетом первого и второго допущений уравнения (27) примут вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\Delta p_1}{dt} &= \frac{K_x X\sqrt{\frac{p_н - p_{сл}}{2} - \Delta p_1 \operatorname{sign} x} - q\frac{d\varphi}{dt}}{(V_0 + q\varphi \operatorname{sign} x)/2E}; \\ \frac{d\Delta p_2}{dt} &= \frac{K_x X\sqrt{\frac{p_н - p_{сл}}{2} - \Delta p_2 \operatorname{sign} x} - q\frac{d\varphi}{dt}}{(V_0 + q\varphi \operatorname{sign} x)/2E}. \end{aligned}\right\} \quad (28)$$

При третьем допущении уравнения (28) будут одинаковыми, следовательно, $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \frac{\Delta p}{2}$, где Δp — перепад давлений в полостях ГД.

В данном случае уравнение расхода жидкости через дросселирующее окно золотника (при $x > 0$) можно представить в виде:

$$Q = \frac{K_x X}{\sqrt{2}}\sqrt{p_н - \Delta p - p_{сл}}. \quad (29)$$

Для допущения линеаризованной зависимости $Q = f(\Delta p_{дв}, x)$ разложим равенство (29) в ряд Тейлора по степеням малых приращений этих переменных, взятых в окрестностях точки с установившимся режимом движения. Ограничиваясь членами первого порядка малости и пренебрегая остаточным членом, получим:

$$Q = K_Q x - K_p \Delta p, \quad (30)$$

где $K_Q = \left|\frac{\partial Q}{\partial x}\right|_{\Delta p = 0}$ — коэффициент усиления золотника по расходу; $K_p = \left|\frac{\partial Q}{\partial \Delta p}\right|_{x = \text{const}}$ — коэффициент, характеризующий наклон обобщенной характеристики $Q = f(\Delta p)$.

Уравнения движения нагрузки двухдвигательного гидропривода

Если из всего многообразия элементов, связей, действующих моментов и сил выделить главные, то механическую систему рамки с двухдвигательным приводом можно привести к некоторой эквивалентной расчетной системе, состоящей из ряда сосредоточенных масс, обладающих моментом инерции и соединенных невесомыми упругими связями [29]. Расчетная схема привода с нагрузкой определяется его конструкцией и зависит от числа объединяемых ГД. Допуская, что деформация упругих звеньев линейна и подчиняется закону Гука, эквивалентную механическую систему привода с жестким соединением двух ГД с нагрузкой можно представить в виде трехмассовой эквивалентной механической системы (рис. 10).

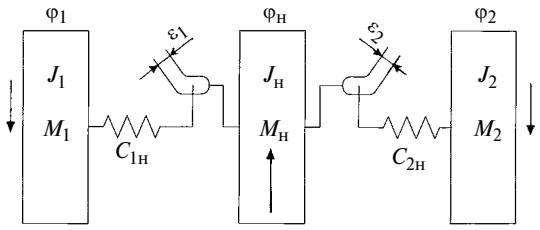


Рис. 10. Схема трехмассовой эквивалентной механической системы

Разветвленная кинематическая схема известными методами может быть приведена к упрощенной эквивалентной расчетной системе, причем все параметры (кинематические и динамические) обычно приводятся к одному из звеньев (чаще всего к двигателю). Используя принцип Даламбера и в соответствии с рис. 10, уравнения движения нагрузки двухдвигательного привода с учетом упругих моментов связи, зазоров и сухого трения можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} J_1\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} &= M_{дв1} - M_{ус1}; \\ J_н\frac{d^2\varphi_н}{dt^2} &= M_{ус1} + M_{ус2} - B\frac{d\varphi_н}{dt} - |M_{тр}|\operatorname{sign}\frac{d\varphi_н}{dt}; \\ J_2\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} &= M_{дв2} - M_{ув2}, \end{aligned}\right\} \quad (31)$$

где

$$M_{ус1} = \begin{cases} c_1\left(\varphi_1 - \varphi_н - \frac{\varepsilon_1}{2}\right) \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_н| \ge \frac{\varepsilon_1}{2} \text{ и } \varphi_1 - \varphi_н > 0; \\ 0 \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_н| < \frac{\varepsilon_1}{2}; \\ c_1\left(\varphi_1 - \varphi_н + \frac{\varepsilon_1}{2}\right) \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_н| \ge \frac{\varepsilon_1}{2} \text{ и } \varphi_1 - \varphi_н < 0; \end{cases}$$

$$M_{ус2} = \begin{cases} c_2\left(\varphi_2 - \varphi_н - \frac{\varepsilon_2}{2}\right) \text{ при } |\varphi_2 - \varphi_н| \ge \frac{\varepsilon_2}{2} \text{ и } \varphi_2 - \varphi_н > 0; \\ 0 \text{ при } |\varphi_2 - \varphi_н| < \frac{\varepsilon_2}{2}; \\ c_2\left(\varphi_2 - \varphi_н + \frac{\varepsilon_2}{2}\right) \text{ при } |\varphi_2 - \varphi_н| \ge \frac{\varepsilon_2}{2} \text{ и } \varphi_2 - \varphi_н < 0; \end{cases}$$

$J_н$, J_1, J_2 — приведенные моменты инерции нагрузки и двигателей; B — приведенный коэффициент вязкого трения; $M_{тр}$ — момент сухого трения (на расчетной схеме B и $M_{тр}$ не показаны); φ_1, φ_2, $\varphi_н$ — выходные координаты двигателей и нагрузки; ε_1, ε_2 — приведенные зазоры со стороны двигателей.

На основании полученных уравнений (31) движения отдельных элементов гидропривода и на-

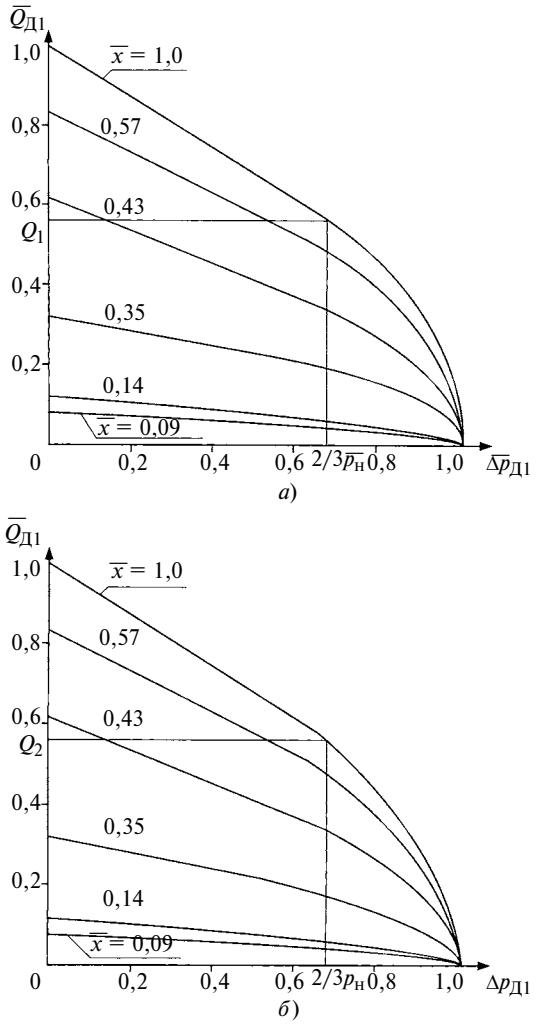


Рис. 11. Обобщенные характеристики единичных гидроприводов Д1 (*а*) и Д2 (*б*)

грузки построена структурная схема двухдвигательного ЭГП [5].

На рис. 11 показаны обобщенные характеристики единичных объединяемых приводов Д1 и Д2, построенные на основании экспериментальных данных [30]. Для получения постоянных значений коэффициентов K_p условно разобьем семейства зависимостей $Q_{Д1} = f(\Delta p_{Д1}, x_3)$ и $Q_{Д2} = f(\Delta p_{Д2}, x_3)$ на области больших ($x \gg 0$) и малых ($x \approx 0$) открытий золотника. Аппроксимируя зависимости $Q = f(\Delta p, x_3)$ в области изменения $\Delta p_Д$ от 0 до 2/3 ($p_н - p_{сл}$) параллельными прямыми, получим коэффициент K_p, равный тангенсу угла наклона этих прямых.

Таким образом, при выполненной линеаризации (30) и допущении равенства объемов магистралей нагнетания и слива, уравнения (28) можно представить как

$$\frac{d\Delta p_{дв}}{dt} = \frac{(K_Q x_з - K_p \Delta p_Д) - q\frac{d\varphi}{dt}}{V_0/2E}.$$

Выводы

1. В качестве исходной математической модели принимается динамическая модель, адекватность которой реальному многодвигательному гидроприводу обеспечивается при учете основных факторов, определяющих характеристики привода, которые в рассматриваемый момент интересуют исследователя.

2. Выполнены математическое описание и исследование элементов электрогидравлического привода (электромеханического преобразователя, гидроусилителя типа "сопло—заслонка", гидравлического исполнительного механизма с нагрузкой), рассчитаны и построены их частотные характеристики.

3. Доказано, что при охвате обмотки управления электромеханического преобразователя с электронным усилителем обратной связью по току улучшаются динамические свойства электромеханического преобразователя.

4. Анализ логарифмических частотных характеристик гидроусилителя подтверждает правомерность пренебрежения коэффициентами утечек и вязкого трения, массой золотника и влиянием гидродинамической силы при математическом описании ЭГУ.

Другие аспекты динамики привода рассмотрены в работах [2—5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Андронов А. А., Витт А. А., Хамкин С. Э.** Теория колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 586 с.

2. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Динамика многодвигательного электрогидравлического привода систем автоматического управления // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 184 — В2010). 2010. № 6. Б/о 38. 38 с.

3. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ влияния разброса значений параметров гидроусилителей на динамику системы автоматического управления // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 111 — В2010). 2010. № 4. Б/о 34. 12 с.

4. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ динамических свойств многодвигательного электрогидропривода с помощью функций чувствительности // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 118 — В2010). 2010. № 4. Б/о 35. 10 с.

5. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ многодвигательного электрогидропривода как исполнительного элемента САУ // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 113 — В2010). 2010. №4. Б/о 36. 17 с.

6. **Гамынин Н. С.** Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 318 с.

7. **Пугачев В. С.** Основы статистической теории автоматических систем. М.: Машиностроение, 1974. 400 с.

8. **Боде Г.** Теория цепей и проектирование усилителей с обратной связью. М.: Иностранная литература, 1948. 312 с.

9. **Томович Р., Вукобратович М.** Общая теория чувствительности. М.: Советское радио, 1972. 356 с.

10. **Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М.** Чувствительность систем автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 384 с.

11. **Черноруцкий Г. С., Сибрин А. П., Кузнецов В. П.** К оценке статических и динамических свойств систем управления с многодвигательными гидроприводами // Новое в проектировании и эксплуатации гидропривода и систем гидроавтоматики. Л.: ЛИАП, 1977. С. 115—122.

12. **Андреева Е. А.** К расчету статических характеристик элемента сопло—заслонка // Системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики. М.: Изд-во АН СССР, 1959. С. 135—146.

13. **Банштык А. М.** Электрогидравлические сервомеханизмы с широтноимпульсным управлением. М.: Машиностроение, 1972. 346 с.

14. **Гидравлические** и пневматические силовые системы управления / Под ред. Дж. Блэкборна. М.: Иностранная литература, 1962. 382 с.

15. **Гамынин Н. С., Климашин А. Л., Брехова Н. В.** Устойчивость гидравлического следящего привода с учетом нелинейности золотникового распределителя // Изв. вузов. Машиностроение. 1973. № 10. С. 72—80.

16. **Гидравлический** следящий привод / Н. С. Гамынин, Я. А. Каменир, Б. А. Коробочкин и др. Под ред. В. А. Лещенко. М.: Машгиз, 1968. 468 с.

17. **Гусаков В. И.** Характеристики электромеханических преобразователей с машинной пружиной // Тр. МАИ. Под ред. С. В. Костина. Вып. 134. М.: Оборонгиз, 1961. С. 131—136.

18. **Козлов Н. П., Крассов И. М.** Электромагнитные пропорциональные управляющие элементы. М.: Энергия, 1966. 296 с.

19. **Козлов Н. П., Крассов И. М., Левин Л. П.** Анализ дифференциальных электромагнитных элементов для систем автоматического управления // Приборостроение. 1964. № 1. С. 26—32.

20. **Проектирование** следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А. И. Баженов, Н. С. Гамынин, В. И. Карев и др. М.: Машиностроение, 1981. 382 с.

21. **Крассов И. М., Турбин Б. Г.** Силовой эффект струи в гидравлическом усилителе сопло—заслонка // АиТ. 1959. № 12. С. 58—64.

22. **Банштык А. М., Радовский А. И., Турбин Б. Г.** Вывод дифференциальных уравнений и исследование методом математического моделирования характеристик электрогидравлического следящего привода // Пневмо- и гидроавтоматика. М.: Наука, 1964. С. 150—157.

23. **Быховский М. А.** Основы динамической точности электрических и механических цепей. М.: Изд-во АН СССР, 1958. 328 с.

24. **Лещенко В. А.** Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М.: Машгиз, 1962. 452 с.

25. **Сотсков Б. С.** Основы расчета и проектирования электромеханических элементов автоматических и телемеханических устройств. М.—Л.: Энергия, 1965. 488 с.

26. **Гийон М.** Исследование и расчет гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1964. 376 с.

27. **Динамика** гидропривода / Под ред. Л. В. Рабиновича. М.: Машиностроение, 1982. 412 с.

28. **Башта Т. М.** Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 344 с.

29. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Компоновка многодвигательных соединений гидроприводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 182 — В2010). 2010. № 6. Б/о 39. 31 с.

30. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Исследование статических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№276 — В2010). 2010. № 7. Б/о 42. 30 с.

УДК 621.85-231.3

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ), e-mail: alex.mh@vstu.edu.ru

Определение граничного значения КПД кинематической цепи

Приведены граничные условия, позволяющие использовать традиционный упрощенный метод расчета КПД кинематической цепи.

Ключевые слова: кинематическая цепь, трансмиссия, КПД, граничные значения.

The boundary conditions, allowing use the traditional simplified method for calculating the efficiency of the kinematic chain, are presented.

Keywords: kinematic chain, transmission, efficiency, boundary condition.

В работе [1] представлен метод расчета потерь в кинематической цепи на основе закона Амонтона—Кулона в его полной, а не усеченной форме. Было установлено, что для передачи вращательного движения этот закон определяется выражением

$$M_{\text{с}} = f_{\text{тр}} M_{\text{пол}} + M_{\text{х.х}}, \qquad (1)$$

где $M_{\text{с}}$ — момент сопротивления кинематической пары прокручиванию; $M_{\text{пол}}$ — полезный крутящий момент, передаваемый кинематической парой; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения в кинематической паре; $M_{\text{х.х}}$ — момент холостого хода пары трения.

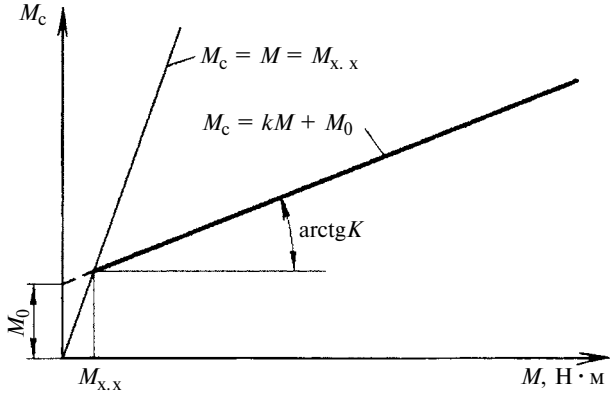


Рис. 1. Графическое представление функции $M_{\text{с}} = f(M)$

Однако по ряду причин для энергетического анализа [1, 2] оказывается более рациональным использовать функциональную зависимость $M_с = f(M)$, где M — полный момент на приводном валу.

Докажем наличие аналитической связи между функциональными зависимостями $M_с = f(M_{пол})$ и $M_с = f(M)$ (доказательство публикуется впервые).

Полезный момент может быть представлен как разность полного момента на валу и момента сопротивления: $M_{пол} = M - M_с$.

Подставив эту разность в уравнение (1), получим:

$$M_с = \frac{f_{тр}}{1 + f_{тр}} M + \frac{M_{х.х}}{1 + f_{тр}}. \qquad (2)$$

Упростим выражение (2) до вида $M_с = kM + M_0$, где k — константа относительных механических потерь в передаче; M_0 — условный начальный момент сопротивления – ордината точки пересечения аппроксимирующей зависимости с осью ординат.

Предельное значение КПД механической передачи определено в работе [1]: $R = 1 - k$ и $M_0 = M_{х.х}R$.

Обратимся к рис. 1, на котором кроме зависимости $M_с = = f(M)$ проведена прямая $M_с = M$, определяющая соотношение масштабов, выбранных по осям координат (обычно принимают более крупный масштаб по оси ординат). Равенство $M_с = M$ означает отсутствие при передаче вращения полезной нагрузки, т. е. передача работает в режиме холостого хода, а значит правомерно условие $M_с = M = M_{х.х}$.

Использование закономерностей, указанных в работе [1], приводит к определению текущего значения КПД трансмиссии в виде гиперболической зависимости

$$\eta = \eta_\Sigma\left(1 - \frac{M_{х.х}}{M}\right) \text{ при } \omega = \text{const}, \qquad (3)$$

где $\eta_\Sigma = \prod_{i=1}^{n} R_i$ — предельный суммарный КПД трансмиссии, определяемый по традиционной методике как произведение протабулированных констант кинематических пар (R_i — предельное значение КПД i-й кинематической пары); ω — частота вращения приводного вала, $с^{-1}$.

Анализ зависимости (3) [2] показал, что на ветви гиперболы, где η приобретает стабильные значения, может быть определена точка $A_{гр}$ с соответствующими ей граничным значением $M_{гр}$ крутящего момента и граничной величиной $\eta_{гр}$ КПД. При значениях $\eta > \eta_{гр}$ величина КПД практически стабилизируется. Тем самым определяется граница использования упрощенного (традиционного) энергетического расчета трансмиссии.

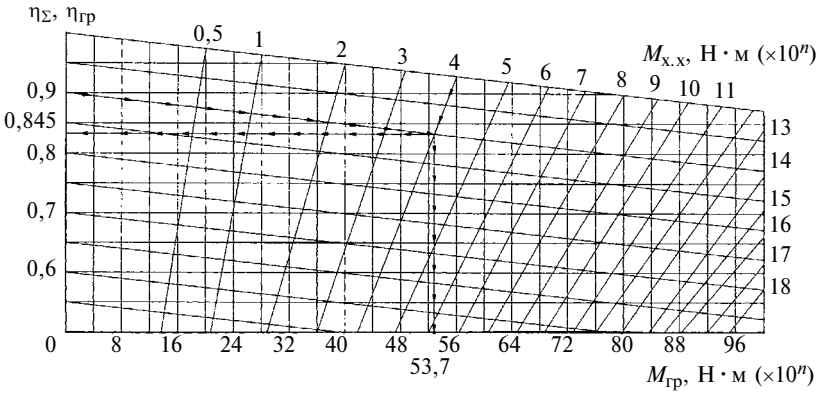


Рис. 2. Номограмма для определения граничных значений $\eta_{гр}$ и $M_{гр}$ по заданным значениям η_Σ и $M_{х.х}$

На семействе гиперболических зависимостей область стабилизации функции отсекается линейной зависимостью, проходящей через центр симметрии гиперболы [2]:

$$\eta = \eta_\Sigma - 0{,}001243M. \qquad (4)$$

Решая систему уравнений (3) и (4) относительно M, получаем искомое значение $M_{гр} = = 28{,}3638\sqrt{\eta_\Sigma M_{х.х}}$.

В целях упрощения расчетов можно использовать номограмму (рис. 2), с помощью которой оперативно определяются граничные значения $M_{гр}$ и $\eta_{гр}$. Порядок пользования номограммой показан на примере: исходные данные — $\eta_\Sigma = 0{,}9$; $M_{х.х} = 4$ Н · м (×10^n); искомые параметры — $\eta_{гр} = 0{,}845$; $M_{гр} = = 53{,}7$ Н · м (×10^n).

Статьи, публикуемые автором в журнале "Вестник машиностроения", фрагментарно отражают новое научное направление, которое подробно изложено в монографии "Энергетический анализ машин и механизмов", изданной Вологодским ГТУ. (e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров И. К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—13.

2. **Александров И. К.** Энергосбережение в машинных агрегатах (основы энергетического анализа). Вологда: Сев.-Двинское отдел. инженерной академии РФ, 1993. 192 с.

УДК 539.4.019

М. Н. СТЕПНОВ, д-р техн. наук, А. С. НАУМКИН (МАТИ—РГТУ им. К. Э. Циолковского, Москва),
e-mail: andre-naumkin@yandex.ru

Расчетные методы оценки коэффициента чувствительности конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости

Рассмотрен расчет кривых усталости образцов с концентрациями напряжений на основе кривых усталости для гладких образцов. Получена удовлетворительная сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: усталость, концентрация напряжений, коэффициент чувствительности, нагрузка, прочность.

The calculation of fatigue curves of samples with concentrations of stresses, based on the fatigue curves for smooth samples, is considered. A satisfactory convergence of the calculated and experimental data has been obtained.

Keywords: fatigue, concentration of stresses, sensitivity factor, load, strength.

Результаты экспериментальных исследований и теоретических расчетов показывают, что в местах изменения формы и размеров элементов конструкций возникают значительные местные напряжения, существенно превышающие номинальные. Наиболее важной характеристикой количественной оценки этого эффекта является коэффициент q_σ чувствительности материала к концентрации напряжений, который связывает между собой теоретический (α_σ) и эффективный (K_σ) коэффициенты концентрации напряжений:

$$q_\sigma = K_\sigma - 1/(\alpha_\sigma - 1). \quad (1)$$

Этот коэффициент зависит от степени однородности материала, характера распределения напряжений по рабочему сечению детали, базы испытаний и других конструкционных и технических факторов [1, 5].

Как показывает практика, использование зависимости (1) требует значительных экспериментальных данных, касающихся исследуемого конструкционного материала, что препятствует ее широкому использованию при расчете на прочность. Многими исследователями предлагались различные аналитические зависимости. Лучшие результаты, как показал анализ, достигнуты Хейвудом Р. [2] и Когаевым В. П. [3]. Однако в их работах конечные уравнения разрабатывались для одной базы испытаний ($N = 10^7$ циклов) и не могут использоваться для построения кривых усталости элементов конструкций с концентрацией напряжений во всем диапазоне многоцикловой долговечности.

Ранее [4] для этой цели была предложена зависимость

$$q_\sigma = \frac{(\lg N)^\gamma}{C(\alpha_\sigma - 1)^\beta + (\lg N)^\gamma}, \quad (2)$$

которая позволяет вычислять коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений для диапазона долговечностей многоцикловой усталости, что дает возможность построения кривых усталости для образцов с концентрацией напряжений по результатам испытаний гладких образцов.

Правомерность формулы (2) и оценку значений ее параметров подтвердили результаты испытаний на усталость больших партий образцов (более 100 образцов на одну кривую усталости) с несколькими степенями концентрации напряжений. Анализ опытных данных показал, что целесообразно принимать для литейных магниевых и алюминиевых сплавов $\gamma = 2$, для деформируемых магниевых и алюминиевых сплавов $\gamma = 3$ и для титановых сплавов и сталей $\gamma = 4$. Показатель степени $\beta = 0{,}5$ рекомендуется использовать для всех типов конструкционных материалов. Параметр C для каждого конкретного сплава является величиной индивидуальной.

В данной работе анализируется возможность применения альтернативных аналитических зависимостей для определения коэффициента чувствительности материала к концентрации напряжений для всего диапазона долговечностей, соответствующего многоцикловой усталости с приемлемой точностью в случае удовлетворения граничных условий: при $\alpha_\sigma \to 1$ $q_\sigma \to 1$, при $N \to \infty$ $q_\sigma \to 1$. Точность уравнений оценивалась по результатам статистического анализа четырех конструкционных материалов: деформируемого алюминиевого сплава АВ ($\sigma_в = 364$ МПа) [5], деформируемого магниевого сплава МА14 ($\sigma_в = 267$ МПа) [5], литейного магниевого сплава МЛ5 ($\sigma_в = 221$ МПа) [5] и легированной стали 12Х2НВФА ($\sigma_в = 1150$ МПа) [6].

Рассмотрим возможность использования для расчета коэффициента чувствительности к концентрации напряжений соотношения, выбранные из ряда подобных уравнений, удовлетворяющих упомянутым граничным условиям и адекватные экспериментальным данным:

$$q_\sigma = \frac{x}{Cy + x}; \quad (3)$$

$$q_\sigma = 1 - \frac{Cy}{x}; \quad (4)$$

$$q_\sigma = 1 - \exp\left[-\frac{x}{Cy}\right], \quad (5)$$

где структуры аргументов x и y имеют вид:

$$x = N^{\gamma}; \quad (6)$$

$$x = (\lg N)^{\gamma}; \quad (7)$$

$$y = \sqrt{\alpha_{\sigma} - 1}; \quad (8)$$

$$y = \alpha_{\sigma} - 1/\alpha_{\sigma}. \quad (9)$$

Легко убедиться в том, что совокупность уравнений (3), (7), (8) соответствует уравнению (2).

Значениям параметра γ в структуре аргумента, связанного с долговечностью, должно соответствовать постоянство параметра C для анализируемого сплава и всех рассматриваемых значений теоретического коэффициента α_{σ} во всем диапазоне долговечности многоцикловой усталости. Структура аргумента, связанного с коэффициентом α_{σ}, выбирается, исходя из обеспечения постоянства параметра C для ряда значений коэффициента α_{σ} во всем диапазоне рассматриваемой долговечности.

Параметр C в уравнениях (2)÷(5) оценивали методом последовательного приближения в среде Mathcad путем сравнения теоретических и экспериментальных значений коэффициента q_{σ} методом наименьших квадратов для базы долговечностей $N = 5 \cdot 10^4$; 10^5; $5 \cdot 10^5$; 10^6; $5 \cdot 10^6$; 10^7. Искомый параметр C подбирали индивидуально для каждого значения коэффициента концентрации α_{σ} и базы долговечности N, а затем осредняли для всех значений α_{σ} и N. В уравнении (7) варьировали показатель γ от 2 до 5, а в уравнении (6) принимали $\gamma = 0{,}1$; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4. Экспериментальные значения коэффициента q_{σ} были получены из результатов испытаний на усталость больших партий образцов (более 100 образцов на каждую кривую усталости).

Для окончательной оценки адекватности указанных моделей опытным данным вычисляли относительное среднее квадратическое отклонение в ординатах точек кривых усталости для всех базовых долговечностей N и всех степеней концентрации напряжений:

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{\sigma_{-1}^{э} - \sigma_{-1}^{р}}{\sigma_{-1}^{э}} \right)^2}{m-1}}, \quad (10)$$

где $\sigma_{-1}^{р}$ и $\sigma_{-1}^{э}$ — расчетные и экспериментальные пределы ограниченной выносливости для долговечностей N и коэффициентов концентраций α_{σ}; m — общее число вариантов N и α_{σ} для рассматриваемого конструкционного материала.

Систематическую ошибку моделей определяли как относительное среднее алгебраическое отклонение экспериментальных и расчетных значений пределов ограниченной выносливости:

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^{m} \frac{\sigma_{-1}^{э} - \sigma_{-1}^{р}}{\sigma_{-1}^{э}}}{m-1}. \quad (11)$$

В табл. 1÷4 для четырех конструкционных материалов приведены отклонения $\bar{\delta}$ и δ, осредненный параметр C и показатель степени γ, при котором среднее квадратическое отклонение стремится к минимуму; n — число испытанных образцов для построения каждой кривой усталости. Результаты приведены как для моделей, исследуемых в данной статье, так и для модели (2) [4].

Таблица 1

Значения параметров для деформируемого алюминиевого сплава АВ ($\sigma_в$ = 364 МПа; α_{σ} = 1; 1,45; 1,86; 2,27; n = 200)

Уравнение (модель)	Совокупность уравнений	γ	C	$\bar{\delta}$	δ
(2)	—	3	103	−0,0118	0,039
(12)	(3), (6), (8)	0,25	16	−0,0137	0,0395
(13)	(3), (7), (9)	3	214	−0,0139	0,042
(14)	(3), (6), (9)	0,25	32	−0,014	0,0412
(15)	(4), (7), (8)	2	12	−0,0191	0,0536
(16)	(4), (6), (8)	0,2	5	−0,0222	0,0612
(17)	(4), (7), (9)	2	26	−0,029	0,0643
(18)	(4), (6), (9)	0,2	11	−0,0253	0,0667
(19)	(5), (7), (8)	2	34	−0,0161	0,0504
(20)	(5), (6), (8)	0,2	15	−0,0156	0,0519
(21)	(5), (7), (9)	2	70	−0,0201	0,0558
(22)	(5), (6), (9)	0,1	8	−0,0163	0,056

Примечание. В первом столбце уравнения образуются путем последовательной подстановки в уравнения (3)÷(5) аргументов x и y из формул (6)÷(9). Во втором столбце приведены уравнения, необходимые для конструирования расчетного уравнения (модели).

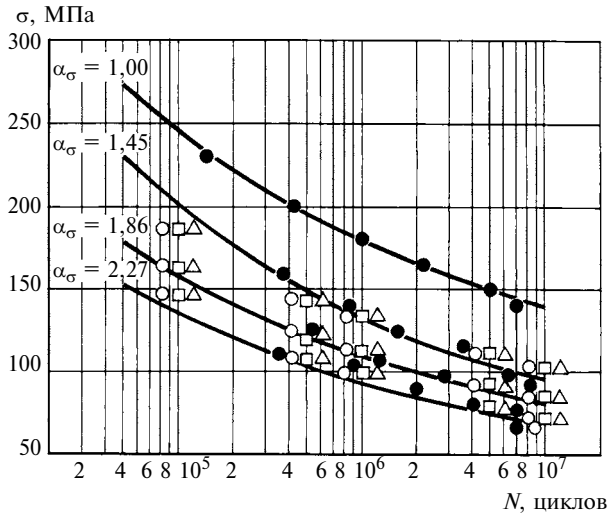
Таблица 2

Значения параметров для деформируемого магниевого сплава МА14 ($\sigma_в$ = 267 МПа; α_{σ} = 1; 1,57; 1,87; 2,28; n = 160)

Уравнение (модель)	γ	C	$\bar{\delta}$	δ
(2)	3	91	0,0068	0,04
(12)	0,25	13	0,0086	0,0403
(13)	3	181	0,007	0,0391
(14)	0,25	26	0,0086	0,0392
(15)	3	53	0,0181	0,0399
(16)	0,2	4	0,0107	0,0324
(17)	2	21	0,0074	0,0298
(18)	0,2	9	0,0127	0,0321
(19)	2	30	0,0082	0,0311
(20)	0,2	13	0,0069	0,0341
(21)	2	61	0,0069	0,0286
(22)	0,2	26	0,0069	0,0325

Сравнительный анализ отклонений показал, что в случае с однородными материалами (см. табл. 1, 2, 4) все уравнения более менее адекватны опытным данным, однако уравнения (15), (16), (17) (см. табл. 1) дают большую погрешность. Для неоднородного материала (литейный магниевый сплав, см. табл. 3) модели (15), (16), (17) дают ошибки более высокого уровня, что свидетельствует о большом рассеянии экспериментальных данных для литейных сплавов, которые использовали для установления уровня нагруженности материала. Так, например, коэффициент варьирования предела выносливости образцов из литейного магниевого сплава МЛ5 составляет 10÷15 % [5].

Особенно близки к экспериментальным значениям результаты расчетов по моделям (2), (12), (13) (см. табл. 1). К такому выводу позволяют придти полученные значения относительного среднего квадратического отклонения (см. табл. 1÷4), которые составляют 3÷5 % для легких сплавов и 5÷6 % для стали. Эти отклонения не являются значительными, так как не превышают соответствующих величин коэффициента вариации предела выносливости и, следовательно, соизмеримы с погрешностью экспериментального метода построения кривых усталости [7]. Средние алгебраические отклонения расчетных от экспериментальных значений пределов ограниченной выносливости (т. е. систематическая ошибка модели) не превышает 1 % для легких сплавов и 2÷3 % для сталей, что также не является значимыми величинами.



Кривые усталости для деформируемого сплава АВ:
—●— — эксперимент; □, Δ, ◇ — расчет соответственно по формулам (2), (12), (13)

Таблица 3

Значения параметров для литейного магниевого сплава МЛ5 ($\sigma_в$ = 221 МПа; α_σ = 1; 1,57; 1,87; 2,28; n = 180)

Уравнение (модель)	γ	C	$\bar{\delta}$	δ
(2)	3	452	−0,0066	0,052
(12)	0,1	8	0,0023	0,0295
(13)	2	151	−0,0009	0,0356
(14)	0,1	17	0,0014	0,0286
(15)	2	22	−0,0121	0,176
(16)	0,1	3	−0,0225	0,1225
(17)	2	44	−0,015	0,1814
(18)	0,4	2	0,0048	0,0468
(19)	2	94	−0,0049	0,0397
(20)	0,1	11	−0,0043	0,0284
(21)	2	191	−0,0048	0,0392
(22)	0,1	21	0,001	0,0277

Таблица 4

Значения параметров для стали 12Х2НВФА ($\sigma_в$ = 1150 МПа; α_σ = 1; 1,5; 2; 2,6)

Уравнение (модель)	γ	C	$\bar{\delta}$	δ
(2)	4	276	−0,0235	0,0575
(12)	0,4	47	−0,0243	0,0579
(13)	4	570	−0,0245	0,0582
(14)	0,4	97	−0,0231	0,0527
(15)	4	194	−0,0309	0,0686
(16)	0,25	6	−0,0339	0,0705
(17)	4	402	−0,0328	0,0705
(18)	0,4	65	−0,0284	0,0708
(19)	4	579	−0,0149	0,0682
(20)	0,25	17	−0,0289	0,0697
(21)	4	1197	−0,0254	0,07
(22)	0,25	34	−0,0301	0,0709

Следует отметить, что большие значения $\bar{\delta}$ и δ для сталей связаны со сравнительно малым объемом экспериментов. Если для легких сплавов для построения одной кривой усталости испытывали 120÷200 образцов, то для стали — только 15, как того требует ГОСТ.

Графической иллюстрацией выводов, описанных выше, служит рисунок, на котором совмещены экспериментальные и расчетные значения пределов ограниченной выносливости, вычисленные по зависимостям (2), (12), (13) для образцов, испытанных при чистом изгибе с вращением из деформируемого алюминиевого сплава АВ. Видно, что сходимость расчетных и экспериментальных значений пределов выносливости для всего диапазона долговечностей многоцикловой усталости и используемых уровней концентрации напряжений в надрезах вполне удовлетворительна.

Таким образом, предложенные модели позволяют с достаточной точностью строить кривые усталости для элементов конструкций с концентрациями напряжений, не прибегая к экспериментальным исследованиям.

УДК 62-233.3/9

В. С. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, Е. В. МОГИЛЬНИКОВ
(Глазовский инженерно-экономический институт ИжГТУ),
e-mail: v.s.kuznetsov@mail.ru

Комплексный подход к моделированию зацеплений планетарной передачи 2К–Н с арочными зубьями

Предложен комплексный подход к моделированию пространственных зацеплений планетарной передачи 2К-Н с арочными зубьями, который позволяет проанализировать характер изменения поля зазоров на протяжении всего периода зацепления.

Ключевые слова: планетарная передача, арочный зуб, арочный зуб-перемычка, рабочая поверхность, модель, поле зазоров.

An integrated approach to modeling the spatial engagement of 2K-H type planetary gear with arch teeth for analysis of the behavior of the gaps field during the whole period of the engagement is proposed.

Keywords: planetary gear, arch tooth, arch tooth-bridge, working surface, model, gaps field.

В настоящее время доказано, что улучшение эксплуатационных характеристик цилиндрических зубчатых передач может быть достигнуто применением колес с арочными зубьями. Такая форма зубьев позволяет повысить нагрузочную способность передачи, что достигается увеличением контактной прочности и снижением динамических нагрузок при более равномерном распределении нагрузок в зацеплениях благодаря локализации контакта и самоустановки колес [1, 2].

Арочные зубчатые колеса используются для передачи повышенных крутящих моментов в трансмиссиях тяжелонагруженных машин, бесшумных высокоскоростных локомотивов и других транспортных средств.

Производство зубчатых колес с криволинейной формой зубьев опирается на специальные методы их анализа, синтеза и прочностного расчета. В машиностроении накоплен большой опыт по производству конических передач с круговой формой зубьев. Цилиндрические зубчатые передачи с криволинейным арочным продольным профилем зубьев широкого применения в современных приводах машин пока не получили. Создание таких передач невозможно без синтеза оптимального исходного контура зубьев колес, обеспечивающего повышение их нагрузочной способности и долговечности по сравнению с существующими цилиндрическими передачами.

Большой вклад в исследование цилиндрических передач с арочным зубом внесли: Сызранцев В. Н., Ананьев В. Н., Шабхазов Н. А., Скляров А. Е., Розенберг К. Ю., Штин О. А., Городничий В. П., Васин В. А. и др. В частности, дана оценка распределению нагрузки в цилиндрических передачах, определены геометрические характеристики зацеплений и рассмотрены вопросы синтеза геометрических параметров данных передач, разработаны методики расчета на прочность и оценки нагруженности, а также контактной выносливости передачи, рассмотрены задачи обеспечения конструкторско-технологического процесса формообразования арочных зубьев.

Однако задачи, связанные с исследованием цилиндрических передач, где одновременно происходит как внешний, так и внутренний контакт арочных зубьев, не решены. Актуальными остаются вопросы синтеза их геометрических параметров, оценки нагруженности и контактной выносливости таких передач, определения геометрических характеристик их зацеплений, обеспечения конструкторско-технологического про-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 26)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Серенсен С. В.** Расчет на прочность при напряжениях, циклически изменяющихся во времени. М.: МАТИ, 1971. 60 с.

2. **Хэйвуд Р. Б.** Проектирование с учетом усталости: пер. с англ. / Под ред. И. Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.

3. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

4. **Степнов М. Н., Наумкин А. С.** Чувствительность конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 22—25.

5. **Степнов М. Н., Гиацинтов Е. В.** Усталость легких конструкционных сплавов. М.: Машиностроение, 1973. 320 с.

6. **Когаев В. П., Гусенков А. П., Гальперин М. Я.** Расчет статистических характеристик сопротивления усталости деталей из легированных сталей // Заводская лаборатория. 1989. № 4. С. 92—98.

7. **Степнов М. Н.** Вероятностные методы оценки характеристик механических свойств материалов и несущей способности элементов конструкций. Новосибирск: Наука, 2005. 335 с.

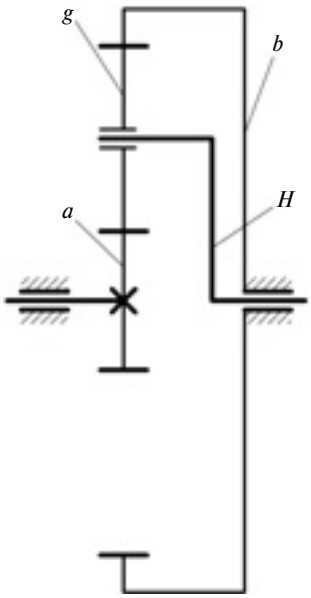


Рис. 1. Кинематическая схема планетарной передачи 2К-Н:
а — солнечная шестерня; *g* — сателлит; *b* — центральное колесо; *H* — водило

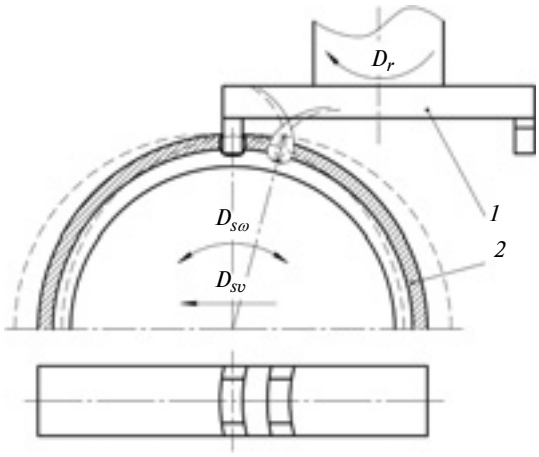


Рис. 2. Схема формообразования арочных зубьев-перемычек

В Ижевском ГТУ разработан комплексный подход к математическому и 3D-моделированию теоретически точных поверхностей наружных и внутренних арочных зубьев (зубьев-перемычек), включающий моделирование пространственных зацеплений планетарной передачи на основе синтеза их рациональных геометрических параметров [3].

Матрицы точек рабочих боковых поверхностей арочных зубьев в трехмерном пространстве можно представить так, чтобы они в итоге образовали либо зуб, либо впадину исследуемого зубчатого колеса. Выполнить это можно, прибегая к общеизвестным зависимостям поворота трехмерной декартовой системы координат на некоторый угол φ относительно неподвижной оси *Oz*, проходя-

цесса формообразования зубьев-перемычек.

В статье рассматривается возможность применения арочной формы зуба в планетарных передачах, в частности в передаче 2К-Н (рис. 1), что позволит объединить известные преимущества массогабаритных характеристик планетарных механизмов с вышеуказанными преимуществами локализации контакта в зацеплении колес.

Создать колесо с внутренними круговыми зубьями можно, если выполнить его в виде барабана с зубьями-перемычками [3, 4]. Профиль зубьев-перемычек такого колеса в плоскости среднего торцевого сечения очерчен по удлиненной эвольвенте. На рис. 2 показана схема формообразования арочных зубьев-перемычек.

Суть способа заключается в следующем: заготовке *2* обеспечивают вращение $D_{s\omega}$ вокруг ее оси, согласованное с тангенциальным перемещением D_{sv} относительно неподвижного вращающегося со скоростью D_r инструмента *1*. Угол наклона режущих кромок инструмента выполняют близким к 0, что позволяет получить зубья-перемычки арочной или корсетообразной формы.

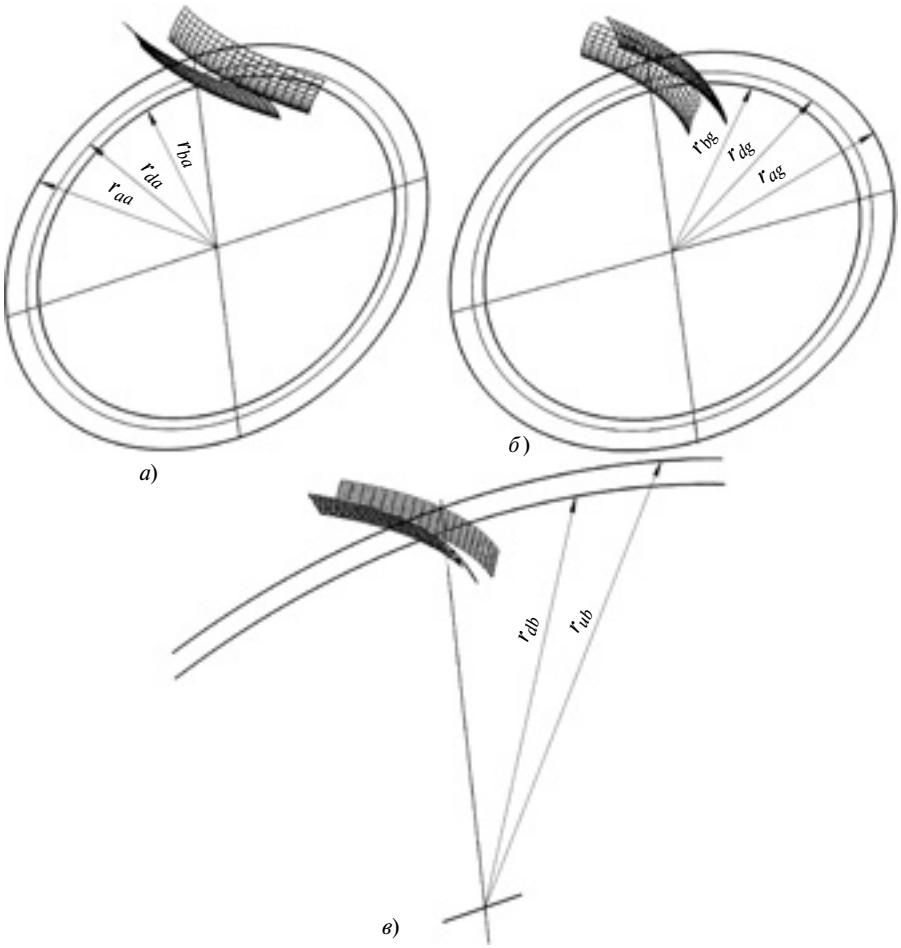


Рис. 3. Компьютерные модели рабочих поверхностей зубьев колес, входящих в планетарную передачу 2К-Н:
а — солнечная шестерня; *б* — сателлит; *в* — центральное колесо

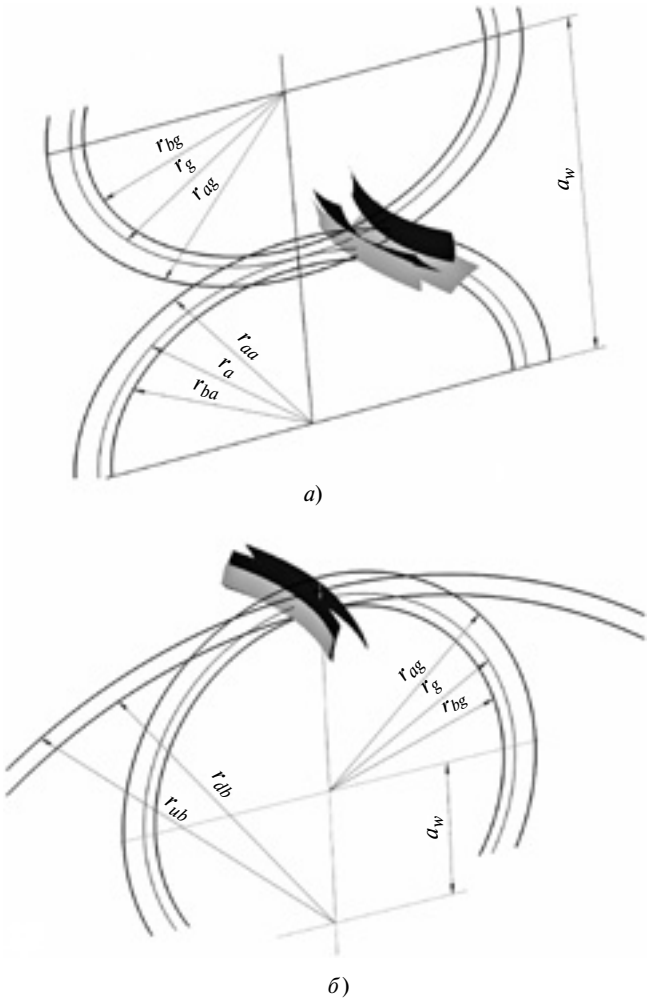


Рис. 4. Компьютерные модели зацеплений зубчатых колес планетарной передачи в общей системе координат *xOy*:
а — солнечная шестерня—сателлит; *б* — сателлит—центральное колесо

щей через центр зубчатого колеса и перпендикулярной к его среднему торцевому сечению (рис. 3):

$$\left.\begin{aligned} X &= x\cos(\varphi) - y\sin(\varphi); \\ Y &= x\sin(\varphi) + y\cos(\varphi); \\ Z &= z, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где x, y, z — координаты точек боковой поверхности зуба в локальной системе координат зубчатого колеса.

На рис. 3 показаны модели рабочих поверхностей зубьев колес планетарной передачи 2К-Н ($z_a = 18$, $z_g = 18$, $z_b = 54$, $x_a = 0$, $x_g = 0$, $m = 3$, $b_w = 30$), где r_b, r_d, r_a — соответственно радиусы основной и делительной окружностей и окружности выступов солнечной шестерни (a) и сателлита (g); r_{ub}, r_{db} — радиусы наибольшей и наименьшей окружностей центрального колеса.

На основе синтеза параметров пространственного зацепления (рис. 4) можно построить мгновенные поля зазоров на протяжении всего его периода. Моделирование поля зазоров в зацеплениях сопрягающихся зубьев осуществляется с помощью n секущих плоскостей (рис. 5), расположенных параллельно плоскости среднего торцевого сечения колес и распределенных равномерно по всей рабочей ширине b_w зацепления.

Зазоры между профилями в каждой такой плоскости по высоте H сопряжения профилей определяют по формулам:

$$\Delta_{ib-g} = |\Phi_i(xx_b, yy_b) - \Phi_i(xx_g, yy_g)| \qquad (2)$$

$$\text{при } z_i = \text{const}, \quad -\frac{b_w}{2} \leqslant z_i \leqslant \frac{b_w}{2};$$

$$\Delta_{ia-g} = |\Phi_i(xx_a, yy_a) - \Phi_i(xx_g, yy_g)| \qquad (3)$$

$$\text{при } z_i = \text{const}, \quad -\frac{b_w}{2} \leqslant z_i \leqslant \frac{b_w}{2},$$

где $\Phi_i(xx_b, yy_b)$, $\Phi_i(xx_g, yy_g)$ — функции сечений сопрягаемых поверхностей зубьев сателлита и цен-

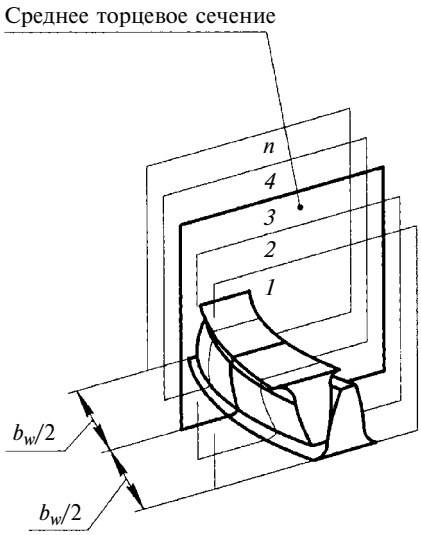


Рис. 5. Сечения арочного зуба рядом вспомогательных плоскостей

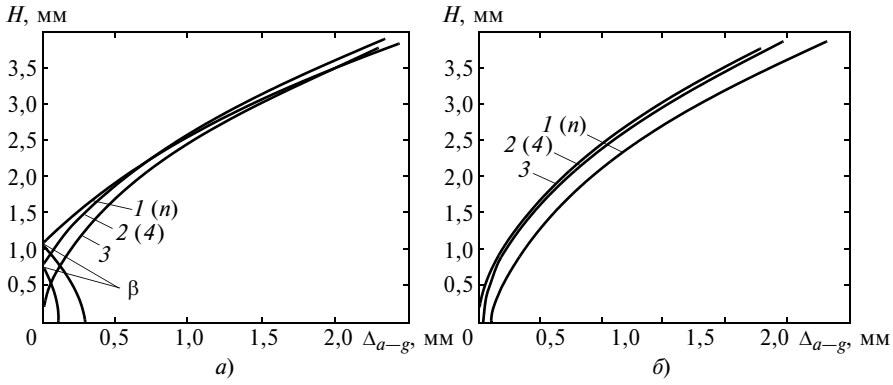


Рис. 6. Распределение зазоров в соответствующих секущих плоскостях в начале зацепления ($n = 5$, $z_a = 18$, $z_g = 18$, $z_b = 54$, $x_a = 0$, $x_g = 0$, $m = 3$, $b_w = 30$):
а — с интерференцией поверхностей ($K_a < K_g$); *б* — без интерференции поверхностей ($K_a > K_g$)

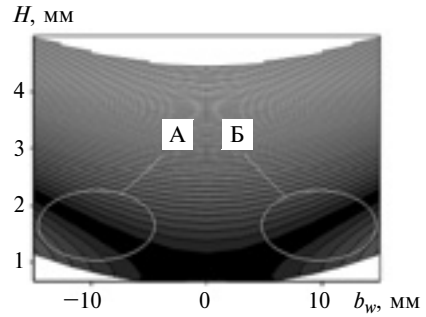


Рис. 7. Характер поля зазоров в пространственном зацеплении сателлит—солнечная шестерня в начале зацепления (интерференция поверхностей)

трального колеса по высоте сопряжения их профилей; $\Phi_i(xx_a, yy_a)$, $\Phi_i(xx_g, yy_g)$ — функции сечений сопрягаемых поверхностей зубьев солнечной шестерни и сателлита по высоте сопряжения их профилей; z_i — координата, определяющая положение секущей плоскости.

Можно построить графики изменения зазора без учета действия нагрузки на этой высоте по всей рабочей ширине зубьев для конкретного периода зацепления. На рис. 6 показано распределение зазоров между рабочими поверхностями зубьев солнечной шестерни и сателлита секущими плоскостями, которые удалены от плоскости среднего торцевого сечения колес с определенным шагом. Зависимости $l(n)$ отражают распределение зазоров в соответствующих секущих плоскостях (см. рис. 5).

На рис. 6, *а* показано изменение зазора по высоте H рабочих поверхностей зубьев, кривизна которых определяется из условия $K_a < K_g$. Зависимость имеет характерную точку β перегиба, которая свидетельствует о взаимном пересечении сопрягаемых рабочих поверхностей (рис. 7, зоны А и Б). На рис. 6, *б* характерных точек перегиба нет, что свидетельствует об отсутствии интерференции поверхностей зубьев.

Таким образом, зависимости изменения зазоров в зацеплении по высоте H сопряжения профилей позволяют оценить наличие интерференции и ее количественную составляющую в течение всего периода зацепления.

Полученные данные о характере изменения зазора по высоте сопряжения рабочих поверхностей зубьев могут быть представлены полями зазоров, которые наглядно показывают их распределение в конкретный период зацепления по всей его рабочей ширине и на всей высоте сопряжения (рис. 8, 9).

Сведение представленных методов расчета и моделирования в единый вычислительный комплекс дает возможность исследовать влияние геометрии пространственных зацеплений планетарной передачи и параметров режущего инструмента на характер поля зазоров, проанализировать конструкторско-технологические аспекты процесса формообразования зубьев, выявить неблагоприятные условия, при которых возникает интерференция поверхностей арочных зубьев (рис. 10), синтезировать рациональные геометрические параметры передачи.

В перспективе предлагаемый подход к моделированию пространственных зацеплений пла-

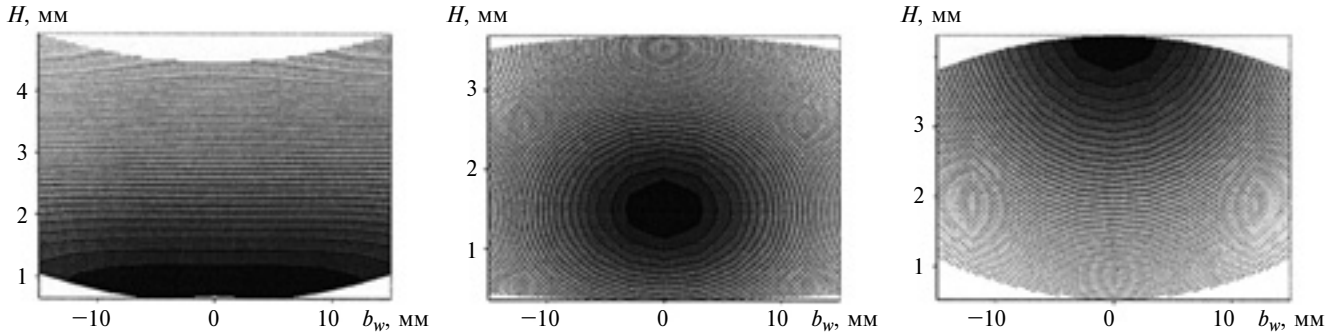


Рис. 8. Изменение поля зазоров в пространственном зацеплении сателлит—солнечная шестерня на протяжении его периода

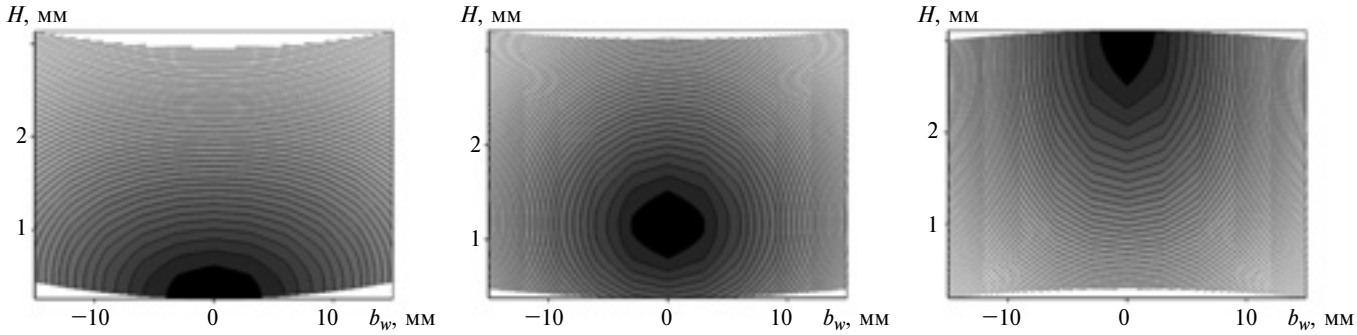


Рис. 9. Изменение поля зазоров в приближенном пространственном зацеплении сателлит—центральное колесо на протяжении его периода

УДК 621.923

Е. С. КИСЕЛЕВ, д-р техн. наук, О. В. БЛАГОВСКИЙ (Ульяновский ГТУ), e-mail: kec@ulstu.ru

Определение остаточных напряжений в поверхностном слое деталей с учетом технологической наследственности[1]

Приведена методика расчета технологических остаточных напряжений в поверхностном слое шлифованных деталей из коррозионно-стойкой стали.

Ключевые слова: остаточные напряжения, поверхностный слой, наследственность.

A method for calculating of technological residual stresses in the surface layer of ground details out of corrosion-resistant steel is presented.

Keywords: residual stresses, surface layer, heredity.

Известно, что финишные операции технологического процесса (ТП) обработки заготовок, в частности шлифование, не только обеспечивают высокую размерную точность и небольшую шероховатость поверхностного слоя (ПС), но и сопряжены с высокими контактными температурами в зоне обработки, что может стать причиной образования в ПС готовых деталей нежелательных растягивающих технологических остаточных напряжений (ТОН). Особенно остро данная проблема стоит при изготовлении высокоточных деталей из труднообрабатываемых материалов, имеющих низкую теплопроводность или невысокую температуру плавления. Известные методы снятия (релаксации) ТОН связаны либо с высокими энергетическими и временными затратами (естественное или искусственное старение, отжиг), либо с невозможностью достижения заданной размерной точности (алмазное или твердосплавное выглаживание и т. д.). Поэтому для обеспечения требуемых физико-механических свойств ПС при сохранении заданной точности и других параметров качества деталей рационально использовать технологическую наследственность (ТН), создавая необходимый уровень ТОН на операции, предшествующей окончательной.

Технологической наследственностью называется перенесение на готовое изделие в процессе его обработки погрешностей, механических и физико-химических свойств исходной заготовки или свойств и погрешностей, сформировавшихся у заготовки на отдельных операциях изготовления изделия. ТН зависит не только от вида и режимов обработки, примененных на чистовой операции. Она проявляется в изменении свойств или в потере точности формы готовой детали при эксплуатации в результате наследования состояния ПС детали после черновой обработки.

Проявление ТН может привести как к улучшению, так и ухудшению эксплуатационных свойств деталей. Для целесообразного использования данного явления необходимо установить взаимосвязи между параметрами качества, сформированными на получистовых и чистовых операциях ТП.

Технологическое наследование параметров качества оценивается коэффициентом K [1]:

$$b_{i+1} = Kb_i, \qquad (1)$$

где b_i, b_{i+1} — параметры качества после соответственно i-й и $(i + 1)$-й операций ТП.

Однако формула (1), актуальная для учета наследования параметров макро- и микронеровностей, а также волнистости, нуждается в существен-

[1] Исследования выполнены при поддержке гранта РФФИ 08-00-00200-а.

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

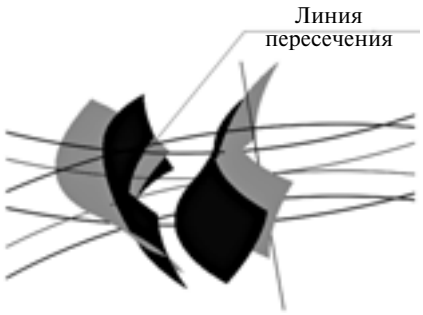


Рис. 10. Трехмерная компьютерная модель пространственного зацепления сателлит—солнечная шестерня в начале зацепления (интерференция поверхностей)

нетарной передачи может быть использован и для моделирования пятен контакта в нагруженных зацеплениях передачи и при решении задачи оптимизации геометрических параметров зацеплений из условий обеспечения контактной и изгибной прочности зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Васин В. А.** Конструкторско-технологическое обеспечение процесса образования круговых зубьев цилиндрических колес: Дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2005. 188 с.

2. **Сызранцев В. Н.** Синтез зацеплений цилиндрических передач с локализованным контактом: Дис. ... д-р техн. наук. Курган, 1989. 407 с.

3. **Кузнецов В. С., Могильников Е. В.** Математическое и компьютерное моделирование поверхности арочного зуба в станочном зацеплении // Вестник ИжГТУ. 2010. № 3. С. 29—32.

4. **Плеханов Ф. И.** Теоретические основы проектирования и принципы конструирования нетрадиционных планетарных передач типа 3К: Дис. ... д-р техн. наук. Ижевск, 1996. 341 с.

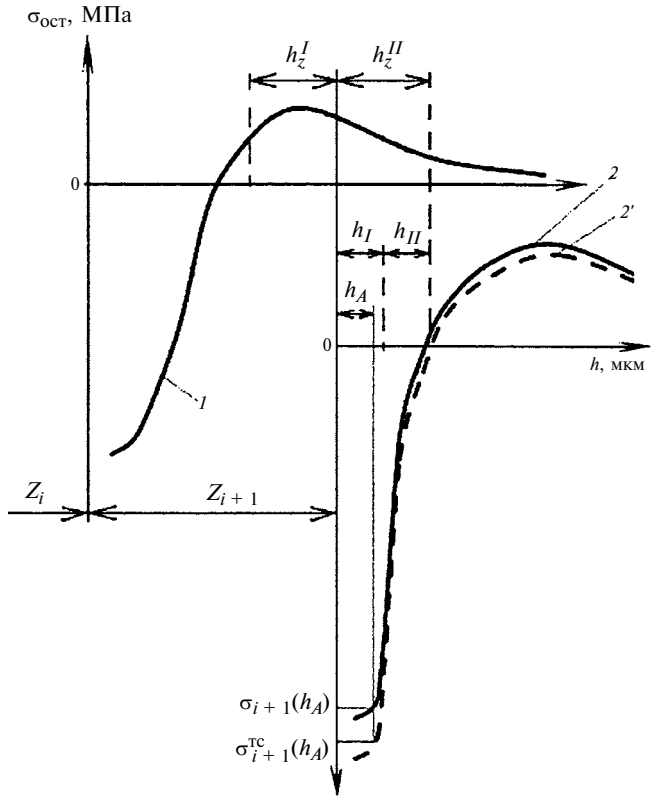


Рис. 1. Эпюры для определения остаточных напряжений в ПС детали с учетом ТН:
Z_i, Z_{i+1} — припуски, снимаемые соответственно на i-й и $(i+1)$-й операциях ТП изготовления детали; *1* и *2* — эпюры остаточных напряжений, сформировавшихся в ПС заготовки в ходе i-й и $(i+1)$-й операций; *2'* — эпюра ожидаемых остаточных напряжений, обусловленных теплосиловой напряженностью $(i+1)$-й операции

ной доработке при применении ее для расчета величин ТОН.

Определения остаточных напряжений σ_{i+1} в ПС детали с учетом ТН показано на рис. 1. Здесь h_Z^I и h_Z^{II} — глубины соответственно пластически деформируемого материала припуска и упрочненного ПС в процессе $(i+1)$-й операции; h_I и h_{II} — глубины ПС заготовки после $(i+1)$-й операции, в которой происходит наследование остаточных напряжений соответственно из зон h_Z^I и h_Z^{II}.

Реальная величина $\sigma_{i+1}(h_A)$ остаточных напряжений на заданной глубине h_A после $(i+1)$-й операции вследствие влияния ТН будет несколько отличаться от ожидаемой величины $\sigma^{тс}_{i+1}(h_A)$, обусловленной теплосиловой напряженностью $(i+1)$-й операции.

Как известно, на формирование остаточных напряжений наибольшее влияние оказывают теплосиловая напряженность процесса и свойства обрабатываемого материала. Это указывает на отсутствие непосредственной зависимости ТОН от напряжений, полученных на предыдущей операции ТП. Следовательно, формула (1) примет вид:

$$\sigma_{i+1}(h_A) = K_Z\sigma_i(Z_{i+1} + h_A) + \sigma^{тс}_{i+1}(h_A), \qquad (2)$$

где K_Z — коэффициент наследования ТОН; $\sigma_i(Z_{i+1} + h_A)$ — ТОН после i-й операции ТП на глубине $(Z_{i+1} + h_A)$, МПа.

В формуле (2) учитывается величина ТОН на глубине $(Z_{i+1} + h_A)$. Однако, например при шлифовании, часть зерен, участвующих в процессе обработки, не режет, а пластически деформирует материал заготовки, следовательно, нельзя утверждать, что припуск будет удален полностью. Существенный объем материала деформируется и становится частью вновь образованного ПС. Таким образом, остаточные напряжения, возникшие в ПС заготовки на i-й операции ТП на глубине, меньшей припуска Z_{i+1}, также будут оказывать влияние на величину ТОН в готовой детали. Это явление называется суперпозицией или наложением зон наклепов. Кроме того, ПС шлифованной детали будет деформироваться и упрочняться, что также необходимо учитывать.

Определить глубину деформируемого ПС на этапе шлифования можно из условия обработки единичным абразивным зерном. Известно, что процесс поверхностно-пластического деформирования (ППД) абразивными зернами шлифовального круга происходит при выполнении неравенства [2]:

$$0{,}01 \leqslant a/\rho \leqslant 0{,}5, \qquad (3)$$

где a — глубина внедрения единичного зерна, мм; ρ — радиус зерна, мм.

Следовательно, зная радиус зерна (из характеристики круга) можно определить величину a, которая и будет глубиной h_Z^I пластически деформируемого в ходе шлифования ПС (см. рис. 1). Глубину h_Z^{II} упрочненного в процессе шлифования слоя можно приближенно определить по формуле [3]

$$h_Z^{II} = \sqrt{P_y/\sigma_{0,2}}, \qquad (4)$$

где P_y — радиальная составляющая силы шлифования, Н; $\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала ПС, МПа.

Наследование напряжений в этом слое, возникших в ходе i-й операции, будем учитывать следующим образом. Допустим, необходимо определить величину ТОН на глубине h_A (см. рис. 1). Сначала определим, на какой глубине (h_I или h_{II}) находятся искомые напряжения. Предположим, что значения h_I и h_{II} подобны, следовательно, можно составить систему уравнений:

$$\begin{cases} h_I/h_{II} = h_Z^I/h_Z^{II}; \\ h_I + h_{II} = h_Z^{II}. \end{cases} \qquad (5)$$

Используя принцип подобия, определим глубину залегания остаточных напряжений для каждого рассматриваемого случая. Тогда формула (2) примет вид:

$$\sigma_{i+1}(h_A) = K_д K_Z \sigma_i (Z_{i+1} - h_Z^I [1 - h_A/h^I]) + \\ + \sigma_{i+1}^{тс}(h_A) \text{ при } h_A < h_I; \quad (6)$$

$$\sigma_{i+1}(h_A) = K_Z \sigma_i (Z_{i+1} + [h_A - h^I] h_Z^{II}/h^{II}) + \\ + \sigma_{i+1}^{тс}(h_A) \text{ при } h_I < h_A < h_Z^{II}, \quad (7)$$

где $K_д$ — коэффициент, учитывающий соотношение числа пластически деформирующих абразивных зерен (АЗ) к общему числу зерен, участвующих в удалении припуска.

Известно [4], что в зависимости от давления круга на заготовку число $n_р$ режущих зерен составляет от 4 до 17 %. Следовательно, примерно 83÷96 % зерен составляют нережущие и давящие зерна. Л. А. Глейзер установил [5], что на режущие и пластически деформирующие АЗ приходится около 24 % от общего числа зерен. Приняв $n_р$ = 10 %, получим, что 14 % АЗ являются давящими. Таким образом, пластически деформирующих зерен в 1,4 раза больше, чем режущих, и, следовательно, они составляют 58 % АЗ, участвующих в удалении припуска, т. е. $K_д$ = 0,58.

На глубине $h_A > h_Z^{II}$ материал ПС не подвергается пластической деформации и, следовательно, для расчетов ТОН необходимо использовать формулу (2).

Так как для каждого обрабатываемого материала при одинаковых параметрах режима окончательной обработки (например шлифования) величины $\sigma_{i+1}^{тс}(h_A)$, Z_{i+1}, h_Z^I, h_Z^{II}, h_I, h_{II}, h_A и K_Z являются постоянными, то резервом для обеспечения требуемого уровня ТОН в готовой детали будет возможность управления остаточными напряжениями $\sigma_i(z)$, полученными на предыдущей операции. Для этого можно использовать методы ППД, в частности, ультразвуковое твердосплавное выглаживание (УЗТВ).

Рассмотрим два варианта ТП изготовления детали типа тела вращения из коррозионно-стойкой стали 95Х18. Оба ТП включают операцию комбинированного точения и УЗТВ с различными режимами (резец оснащен твердосплавной пластиной Korloy CCMT 060204-HMP NC-9020; выглаживатель — пластиной Korloy CCMT 120408-HS NC-9025). Точение выполняется на токарно-винторезном станке повышенной точности УТ16П, шлифование на круглошлифовальный станок 3М151В (круг 24А25НС17К26 1-600×25×305).

Исследовали образцы валиков диаметром 45 мм и длиной 250 мм из коррозионно-стойкой подшипниковой стали 95Х18. Ультразвуковые (УЗ) колебания (частота f = 19,6 кГц, амплитуда A = 5÷7 мкм) накладывали на твердосплавный выглаживатель или релаксатор от УЗ-генератора Техма-2М [6].

Шлифование осуществляли при подаче в зону контакта инструмента с заготовкой 3 %-го водного раствора СОЖ "Велс-1" свободно-падающей струей (полив, расход 40 л/мин). Комбинированную обработку выполняли с нанесением кистью на контактирующие поверхности твердосплавного выглаживателя и заготовки 100 %-го концентрата СОЖ "Велс-1" (расход 5 г/ч). Режимы обработки на каждой операции для обоих вариантов ТП изготовления детали приведены в таблице.

Предположим, что необходимо определить величину ТОН с учетом ТН после шлифования на глубине h_A = 10 и 15 мкм. Из условия (3) принимаем a/ρ = 0,25. Из характеристики круга радиус зерна ρ = 125 мкм. Следовательно, $h_Z^I = a = 0{,}25\rho$ = = 31,25 мкм.

Предел текучести стали 95Х18 $\sigma_{0,2}$ = 420 МПа, а радиальная сила при шлифовании на указанных режимах, измеренная с помощью тензометрических центров круглошлифовального станка, P_y = 247,32 Н. Подставив данные значения в равенство (4), получим: $h_Z^{II} = \sqrt{P_y/\sigma_{0,2}}$ = 767 мкм.

На рис. 2 приведены эпюры остаточных напряжений после комбинированной обработки — точение + УЗТВ и дальнейшее шлифование и шлифования с УЗТВ. Подставив полученные данные в равенство (5) и решив систему уравнений, получим h_I = 30 и h_{II} = 737.

Следовательно, искомые ТОН лежат на глубине h_Z^I. Далее, согласно уравнению (6), определим глубину ПС заготовки после операции точения, с которой будут наследоваться ТОН. Для дальней-

Вариант ТП	Режим обработки заготовки при						
	точении и УЗТВ				шлифовании		
	Припуск Z_i, мм	Подача S, мм/об	Окружная скорость заготовки $v_з$, м/мин	Усилие прижима индентора P, Н	Припуск Z_{i+1}, мм	Скорость стола $v_с$, мм/мин	Окружная скорость заготовки $v_з$, м/мин
1	0,2	0,096	10	50	0,05	30	40
2	0,4	0,096	15,7	150	0,05	30	40

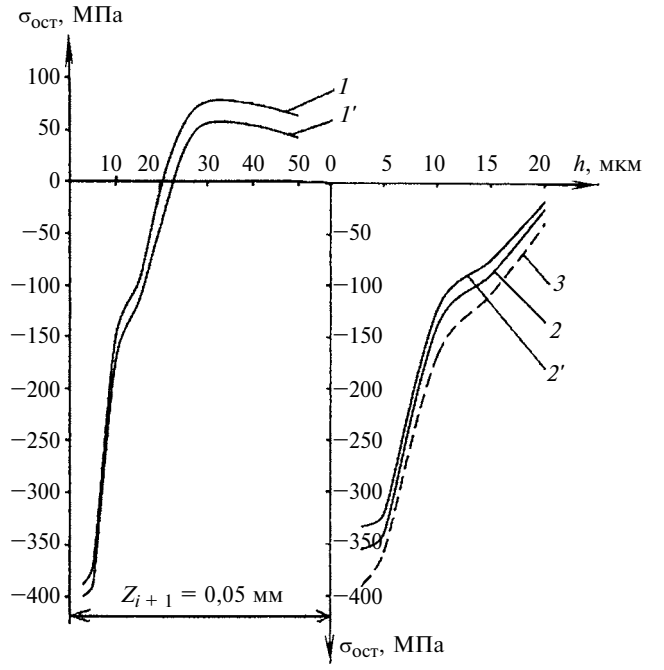


Рис. 2. Эпюры касательных остаточных напряжений, сформировавшихся при изготовлении детали из стали 95Х18:
1 и *1′* — точение + УЗТВ на режимах, соответствующих 1-му и 2-му вариантам ТП (см. таблицу); *2* и *2′* — шлифование ($v_з$ = 40 м/мин, $v_с$ = 30 мм/мин, Z_{i+1} = 0,05 мм); *3* — шлифование + УЗТВ ($v_з$ = 40 м/мин, $v_с$ = 30 мм/мин, Z_{i+1} = 0,05 мм, P = 150 Н)

ших расчетов нам также понадобятся подобные данные и для h_A = 5 мкм:

для h_A = 5 мкм получим $Z - h_Z^I[1 - h_A/h_I] = 50 - 31{,}25[1 - 5/30] = 23{,}96 \approx 24$ мкм;

для h_A = 10 мкм получим $Z - h_Z^I[1 - h_A/h_I] = 29{,}17 \approx 29$ мкм;

для h_A = 15 мкм получим $Z - h_Z^I[1 - h_A/h_I] = 34{,}38 \approx 34$ мкм.

Вычислим коэффициент K_Z через формулу (6) для расчета ТОН после шлифования на глубине h_A = 5 мкм (индексы 1 и 2 у σ означают вариант ТП изготовления детали):

$$[0{,}58K_Z\sigma_{i1}(24) + \sigma_{i+1}^{тс}(5)] - [0{,}58K_Z\sigma_{i2}(24) + \sigma_{i+1}^{тс}(5)] = \sigma_{(i+1)1}(5) - \sigma_{(i+1)2}(5),$$

откуда $K_Z = 1{,}31$.

По формуле (6) определим разность между значениями остаточных напряжений в ПС деталей, изготовленных по первому и второму варианту ТП, с учетом ТН на глубине h_A = 10 и 15 мкм:

$$\sigma_{(i+1)1}(10) - \sigma_{(i+1)2}(10) = 0{,}58 \cdot 1{,}31\sigma_{i1}(29) - 0{,}58 \cdot 1{,}31\sigma_{i2}(29) = 15{,}96 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{(i+1)1}(15) - \sigma_{(i+1)2}(15) = 0{,}58 \cdot 1{,}31\sigma_{i1}(34) - 0{,}58 \cdot 1{,}31\sigma_{i2}(34) = 15{,}96 \text{ МПа}.$$

Эту же разность определяем для экспериментальных данных (см. рис. 2):

$$\sigma_{(i+1)1}(10) - \sigma_{(i+1)2}(10) = 16 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{(i+1)1}(15) - \sigma_{(i+1)2}(15) = 14 \text{ МПа}.$$

Таким образом, предлагаемая методика учета ТН позволяет с достаточной для инженерных расчетов точностью определять остаточные напряжения в ПС шлифованных заготовок. Для этого следует изготовить опытный образец детали по имеющемуся ТП и измерить образовавшиеся в ней ТОН. Затем по приведенной методике определить требуемые значения напряжений на предварительном этапе обработки и внести соответствующие изменения в параметры режима.

На рис. 2 показана эпюра остаточных напряжений, сформированных в ПС заготовки после комбинированной обработки шлифованием и УЗТВ. Видно, что введение операции ППД на заключительной стадии ТП обработки заготовок из коррозионно-стойкой стали 95Х18 способствует увеличению сжимающих остаточных напряжений на 12, 36 и 45 % соответственно на глубине 5, 10 и 15 мкм по сравнению с обычным круглым наружным шлифованием. В то же время, рациональный учет ТН позволяет увеличить сжимающие ТОН на тех же глубинах на 6, 16 и 20 % соответственно. Однако, несмотря на существенно бóльшую эффективность обеспечения требуемого уровня ТОН, использование комбинированной обработки шлифованием и УЗТВ не позволяет выдерживать размерную точность и значения параметров шероховатости, характерные для круглого наружного шлифования. Следовательно, при изготовлении прецизионных деталей из коррозионно-стойкой стали необходимо рационально учитывать ТН и создавать требуемые напряжения в ПС заготовок уже на получистовых операциях ТП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дальский А. М.** Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 222 с.
2. **Худобин Л. В.** Пути совершенствования технологии шлифования. Саратов: Приволжское книжное изд-во, 1969. 212 с.
3. **Маталин А. А.** Технология машиностроения. СПб.: Изд-во "Лань", 2008. 512 с.
4. **Ящерицын П. И., Зайцев А. Г.** Повышение качества шлифования и режущих свойств абразивно-алмазного инструмента. Минск: Наука и техника, 1972. 480 с.
5. **Глейзер Л. А.** О сущности процесса круглого шлифования // Вопросы точности в технологии машиностроения. М.: Станкин, 1959. С. 5—24.
6. **Киселев Е. С., Ковальногов В. Н.** Механическая обработка заготовок в условиях критического тепломассопереноса // Избранные труды Российской школы по проблемам науки и технологий. М.: РАН, 2008. 250 с.

УДК 621.833.1

В. А. ПОПОВ, канд. техн. наук

Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами

Предложена усовершенствованная конструкция активных поверхностей зубьев цилиндрической эвольвентной косозубой передачи.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная косозубая передача, модификация, эксплуатационные свойства.

An improved design of active surfaces of the teeth of cylindrical involute helical gearing is proposed.

Keywords: cylindrical involute helical gearing, modification, operating ability.

Широко известная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления при эксплуатации приобретает возрастающую циклическую кинематическую погрешность с зубцовой частотой. В результате снижается плавность работы передачи, возрастают динамические нагрузки, уменьшаются долговечность и КПД передачи. Крутильные колебания зубчатых колес ухудшают плавность хода рабочих органов машины, оснащенной эвольвентной передачей. Например, на станах горячей прокатки уменьшается долговечность рабочих и опорных валков, ухудшается качество проката, а на железнодорожном транспорте преждевременно изнашиваются колесные пары локомотивов.

Основной причиной возникновения циклической кинематической погрешности зубцовой частоты в эвольвентной передаче является неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев, так как сила трения качения на полюсной линии зубьев ≈ в 15 раз меньше силы трения скольжения у вершин и корней зубьев.

В связи с этим актуальным является совершенствование активных поверхностей зубьев эвольвентной передачи, направленное на повышение ее эксплуатационных свойств.

Разность износов у вершины (корня) и на начальной окружности зубчатого колеса соответствует амплитуде циклических крутильных колебаний зубчатого колеса. Для повышения плавности работы эвольвентной передачи необходимо снизить неравномерность изнашивания активных поверхностей зубьев и повысить устойчивость их исходной геометрии.

Плавность работы эвольвентной передачи существенно повышается, если участки профилей зубьев у вершины и корня, работающие с максимальным скольжением, заменить участками, работающими с чистым качением, дополнив их у головки выпуклыми, а у ножки вогнутыми дуговыми участками радиусом: $\rho_h = h_a/\sin\alpha$, где h_a — высота эвольвентного участка профиля на головке зуба; α — главный угол профиля. Начала выпуклого и вогнутого участков профиля зубьев располагают на полюсной линии зубьев, конец участка одного радиуса — на вершинной линии эвольвентной поверхности головок зубьев, а конец участка второго радиуса — на нижней линии эвольвентной поверхности ножек зубьев.

В середине профилей зубьев модифицированной передачи сохраняют эвольвентные участки, при этом высоты головки и ножки уменьшают по сравнению со стандартными при обязательном обеспечении коэффициента торцевого перекрытия эвольвентных поверхностей зубьев не менее 1,1.

Высота выпукло-вогнутых участков профилей зубьев составляет $0{,}25m$, где m — модуль передачи. Полную высоту зубьев определяют конструктивно с учетом радиального зазора, который уменьшают по сравнению со стандартным.

На основании теоремы Виллиса — основной теоремы зацепления, дополнительные выпукло-вогнутые участки профилей зубьев являются сопряженными, так как представляют собой дуги одной окружности с центром в полюсе зацепления. Общая нормаль к выпукло-вогнутым участкам профилей зубьев шестерни и колеса в любой точке дуговых участков совпадает с радиусом этих дуг и всегда проходит через полюс зацепления, так как началом дуговых участков является центр окружности, совмещенный с полюсом зацепления.

Таким образом, в модифицированной передаче обеспечены линейный контакт по дуге окружности между выпукло-вогнутыми участками профилей зубьев шестерни и колеса во всех фазах зацепления зубьев и их чистое качение. Схема зацепления выпукло-вогнутых участков профилей зубьев представлена на рисунке.

Модифицированная косозубая передача имеет две составляющие: базовую эвольвентную и дополнительную по выпукло-вогнутым участкам профилей зубьев, которая передает нагрузку от шестерни на зубчатое колесо во всех фазах зацепления двумя парами зубьев одновременно без скольжения (при чистом качении), обеспечивая высокую плавность, стабильную кинематическую точность, высокую устойчивость исходной геометрии.

В условиях эксплуатации дополнительная составляющая передачи не только не приобретает

циклической кинематической погрешности, но и создает благоприятные условия для самосовершенствования активных эвольвентных поверхностей зубьев. В таких условиях эвольвентные поверхности базовой составляющей имеют возможность трансформироваться, приобретя более устойчивую форму, и, следовательно, будут работать более плавно по сравнению с исходными эвольвентными поверхностями.

Благодаря замене эвольвентных участков профилей зубьев, работающих с максимальным скольжением, на выпукло-вогнутые участки, работающие с чистым качением, в крупномодульных передачах ощутимо снижаются потери мощности на трение и повышается КПД передачи.

Изгибная прочность зубьев модифицированной передачи выше, чем у базовой стандартной эвольвентной передачи вследствие того, что дополнительная передача передает нагрузку двумя парами зубьев одновременно.

Проведены стендовые и промышленные испытания зубчатых передач с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы.

Сравнительные стендовые испытания экспериментальных и эвольвентных зубчатых передач провели в корпусе редуктора на стенде конструкции ЦНИИТМАШа, на одинаковых режимах, в одних и тех же условиях и по одной и той же методике.

Перед началом каждого опыта выполняли приработку передач при постоянной нагрузке 445 Н · м, что составляет 82 % от номинальной нагрузки, в течение 11÷13 ч. Экспериментальные передачи были изготовлены на ОАО "НКМЗ" (г. Краматорск, Украина). Испытания проводили в непрерывном режиме работы редуктора. Передачи смазывались окунанием в масло И-50А в корпусе редуктора. Вязкость масла при температуре 50 °С составляла 44,43 сСт.

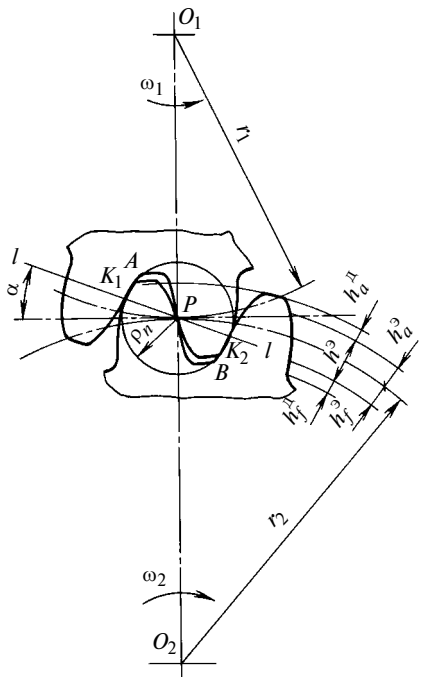


Схема зацепления выпукло-вогнутых участков профилей зубьев в нормальном сечении передачи:
P — полюс зацепления; AK_1, BK_2 — дуговые участки модифицированных профилей зубьев; ρ_h — их радиус; $h_a^д = h_h^д$ и $h_a^э = h_f^э$ — высоты дуговых и эвольвентных участков соответственно на головке и ножке зубьев; $h^э$ — полная высота эвольвентного участка профиля зубьев

Геометрические параметры экспериментальных передач: модуль $m = 5$ мм, числа зубьев $z_1 = 23$, $z_2 = 36$, $\beta = 22°53''$, ширина венца $b = 50$ мм. Твердость зубьев шестерни 250 *HB*, зубьев колеса 230 *HB*. Все экспериментальные передачи были изготовлены из стали 40ХН. Испытания проводили при частоте вращения шестерни 557 мин$^{-1}$ и нагрузке 125÷126 кг · м. Температуру масла поддерживали в пределах 45÷50 °С с помощью змеевика, расположенного в корпусе редуктора.

Провели 6 опытов, из них 2 — контрольных. Критерием окончания опыта было распространение питтинга по всей длине зубьев шестерни в околополюсной зоне при ширине полосы питтинга ≈3 мм.

В этих условиях в базовой эвольвентной передаче питтинг появился после 12 ч работы при нагрузке в 2,3 раза превышающей номинальную (539 Н · м). Зубчатая передача с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы при тех же условиях проработала 60 ч, при этом у одного торца шестерни примерно на 20 % длины зуба появился мелкий питтинг. Это объясняется погрешностью изготовления передачи по углу наклона зубьев.

Стендовые испытания подтвердили правильность нового направления повышения эксплуатационных свойств цилиндрических передач внешнего зацепления, а также исходных предпосылок, на основании которых разрабатывалась конструкция активных поверхностей зубьев передачи.

Предложенная конструкция активных поверхностей зубьев для цилиндрической зубчатой передачи из материалов невысокой твердости (280÷300 *HB*) обладает контактной прочностью, примерно равной изгибной прочности зубьев базовой эвольвентной передачи. Однако для подтверждения эффективности конструкции необходимы испытания промышленных образцов новой передачи в тяжелых условиях промышленной эксплуатации, например в шестеренных клетях прокатного стана 2000, где базовые эвольвентные передачи работают с предельной нагрузкой по контактной прочности.

Промышленные испытания зубчатых передач с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы провели на ОАО "НЛМК" (г. Липецк) в шестеренных валках клети № 3 черновой группы листопрокатного стана 2000 и на ОАО "Северсталь" (г. Череповец) в шестеренной клети № 4 черновой группы стана 2000 нового поколения.

На ОАО "НЛМК" испытаниям подвергалась зубчатая передача с повышенными устойчиво-

стью исходной геометрии и плавностью работы [1] со следующими параметрами: m = 36 мм, $z_1 = z_2 = 32$, $\beta = 27°36'22''$, $\alpha = 23°$, $d_1 = d_2 = 1300$ мм, высота зуба h = 91 мм, ширина венца зубчатого колеса b = 2080 мм, направление зубьев — шевронное, частота вращения зубчатого колеса $n = 40$ мин$^{-1}$, окружная скорость $v = 2{,}72$ м/с.

Материал зубчатых колес (шестеренных валков) — сталь 40ХНМА ($\sigma_в = 800$ МПа, $\sigma_т = 650$ МПа). Твердость зубьев 240÷280 *НВ*; термообработка — закалка с отпуском. Крутящий момент, передаваемый валками, составляет 400 кН · м. Новая передача испытывалась в корпусе базовой эвольвентной передачи при эксплуатации стана 2000. Параметры базовой эвольвентной передачи отличались от параметров экспериментальной передачи углом профиля зубьев, который составлял $\alpha = 28°$.

Эксплуатация базовой передачи выявила следующие основные недостатки эвольвентной зубчатой передачи.

Эвольвентная зубчатая передача из материала невысокой твердости имеет недостаточную контактную прочность активных поверхностей зубьев. Зубчатые передачи приводов рабочих клетей стана 2000 выходят из строя, как правило, из-за усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

В процессе эксплуатации базовой передачи возникают и возрастают крутильные колебания шестеренных валков, которые напрямую связаны с рабочими (прокатными) валками. Рабочие валки повторяют крутильные колебания шестеренных валков с зубцовой частотой. Вследствие таких крутильных колебаний образуются продольные ребра на рабочих валках, что ухудшает качество прокатываемых полос.

Механизм образования ребер на рабочих валках следующий. При отставании рабочего валка от номинального положения из-за крутильных колебаний рабочий валок свободно катится по прокатываемой полосе. При этом между прокатываемой полосой и валком происходит чистое качение, а во время вынужденного ускоренного вращения для возвращения в номинальное положение между рабочим валком и прокатываемой полосой возникает скольжение в присутствии окалины. Поэтому рабочие валки изнашиваются неравномерно: в продольном направлении валков образуются ребра, окружной шаг которых равен окружному шагу зубьев шестеренного валка.

Из-за образовавшихся ребер рабочие валки часто перешлифовывают, останавливая стан и выполняя перевалку рабочих валков примерно 3÷4 раза за рабочую смену. Результат неустойчивости исходной геометрии активных поверхностей зубьев эвольвентной передачи — вынужденные простои стана и существенное снижение долговечности рабочих валков, так как верхний твердый слой рабочего валка толщиной около 30 мм в основном уходит в стружку при перешлифовках валков.

Срок службы рабочего валка составляет 3÷4 месяца, стоимость импортного валка около 1 млн р. Всего на стане 2000 горячей прокатки полос одновременно используются 24 валка. Поэтому повышение плавности работы зубчатых колес путем увеличения устойчивости исходной геометрии активных поверхностей зубьев передачи является актуальной задачей.

Для сравнительных испытаний в базовом корпусе редуктора клети № 3 в октябре 1988 г. были установлены шестеренные валки с повышенными устойчивостью исходной геометрии активных поверхностей зубьев и плавностью работы [1]. Наблюдения за состоянием активных поверхностей зубьев шестеренных валков стана 2000 листопрокатного цеха ЛПЦ-3 показали следующее.

1. Кинематическая точность шестеренных валков, изготовленных в соответствии с чертежами по 9-й степени точности после 10 лет эксплуатации не превысила допустимого предела, установленного ГОСТ 1643—81 на циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты. Следовательно, новая передача обладает повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы.

2. Долговечность новой передачи примерно в 2 раза выше долговечности базовой передачи, составляющей 5—6 лет.

3. После эксплуатации новых шестеренных валков в течение 10 лет активные поверхности зубьев не имели прогрессирующего питтинга.

4. На рабочих валках черновой клети № 3 ребра не обнаружены. Промышленные испытания на стане 2000 ОАО "НЛМК" зубчатой передачи с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы [1] подтвердили положительными результатами правильность разработок по совершенствованию передач зацеплением [2, 3].

Были проведены промышленные испытания зубчатой передачи (шестеренных валков) клети № 4 черновой группы прокатного стана 2000 нового поколения (ОАО "Северсталь"). Испытывали зубчатую передачу с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы [4], которая имела следующие параметры: $m = 40$ мм, $z_1 = z_2 = 31$, $\beta = 27°39'40''$, $\alpha = 23°$, высота зуба $h = 101{,}32$ мм, ширина венца зубчатого колеса $b = 2000$ мм, направление зубьев — шевронное, частота вращения зубчатого колеса $n = 72{,}73$ мин$^{-1}$, окружная скорость $v = 5{,}33$ м/с. Материал зубчатых колес (шестеренных валков) — 40 ХНМА ($\sigma_в = 800$ МПа, $\sigma_т = 650$ МПа); твердость зубьев 260÷280 *НВ*. Крутящий момент, передаваемый шестеренными валками, составляет 4300 кН · м.

Новую передачу устанавливали в корпусе редуктора базовой эвольвентной передачи при эксплуатации на стане 2000. Параметры базовой передачи отличались от параметров новой передачи только углом профиля зубьев, который составлял $\alpha = 28°$.

Эксплуатация базовой эвольвентной передачи выявила те же ее основные недостатки, которые наблюдались при эксплуатации эвольвентных шестеренных валков на стане 2000 ОАО "НЛМК".

1. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления, как правило, выходят из строя из-за усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

2. В процессе эксплуатации базовой передачи возникают и возрастают крутильные колебания шестеренных валков с зубцовой частотой, которые ухудшают работу валков стана и качество проката.

3. Вследствие образования и возрастания циклической кинематической погрешности базовых эвольвентных зубчатых передач на рабочих валках образуются продольные ребра, из-за которых отслаивается окисная пленка с активной поверхности рабочего валка. Появление окисной пленки является сигналом для остановки стана, перевалки и перешлифовки рабочих валков. В результате имеют место существенные потери объема производства полос и чрезмерный расход рабочих валков.

Для сравнительных испытаний в августе 2003 г. в базовом корпусе редуктора шестеренной клети № 4 были установлены шестеренные валки с повышенными устойчивостью исходной геометрии и плавностью работы [4]. Наблюдение за работой новой передачи показало следующее.

1. При эксплуатации новой передачи с августа 2003 г. до 2009 г. на активных поверхностях зубьев питтинга не наблюдалось.

2. За 5 лет эксплуатации новой передачи циклическая кинематическая погрешность не превысила допустимые пределы, соответствующие 9-й степени точности по ГОСТ 1643—81.

3. Промышленные испытания подтвердили результаты исследований и разработок [2, 3]. Предложенные передачи обладают повышенной устойчивостью исходной геометрии, благодаря которой усовершенствованные конструкции цилиндрической зубчатой передачи имеют существенно более высокие контактную прочность и плавность работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2108509 Рос. Федерации.** Зубчатая передача.

2. **Попов В. А.** Критерий, определяющий повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением // Вестник машиностроения. 2010. № 9. С. 37—40.

3. **Попов В. А.** Методы повышения эксплуатационных свойств передач зацеплением // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 22, 23.

4. **Пат. 2222738 Рос. Федерации.** Косозубая зубчатая передача.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

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).

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

УДК 621.822.57-229.331

В. И. ШАЛОМОВ (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: seu@knastu.ru

Экспериментальная оценка эффективности работы шпиндельных узлов металлообрабатывающих станков с частично пористыми газостатическими опорами

Представлены результаты экспериментальной оценки эффективности работы шпиндельных узлов с частично пористыми газостатическими опорами. Сравниваются выходные характеристики газостатических подшипников с пористыми вставками и традиционных газостатических опор с питающими отверстиями.

Ключевые слова: шпиндельные узлы, газостатические подшипники, экспериментальные исследования, выходные характеристики.

The results of experimental evaluation of the work efficiency of the spindle assemblies with partially porous gas-static bearings are presented. A comparison of output characteristics of gas-static bearings with porous inserts and traditional gas-static bearings with feeding holes is made.

Keywords: spindle assemblies, gas-static bearing, experimental studies, the output characteristics.

В отраслевых конструкциях высокоскоростных шпиндельных узлов (ШУ) металлообрабатывающих станков на газовых опорах традиционно используют подшипники с дроссельными ограничителями расхода [1], которые, как известно, имеют сравнительно невысокие несущую и демпфирующую способности смазочного слоя. Исследования, выполненные в Комсомольском-на-Амуре государственном техническом университете (КнАГТУ), показывают, что существенно улучшить выходные характеристики ШУ можно применением газостатических подшипников с частично пористой стенкой вкладыша.

Эффективность работы ШУ на газостатических опорах с пористыми вставками оценивали путем экспериментального сопоставления их выходных характеристик с характеристиками шпинделей, установленных на газовых подшипниках с питающими отверстиями. Исследования проводили на разработанном в КнАГТУ универсальном опытном стенде (рис. 1), который представляет собой модель ШУ с газостатическими подшипниками.

Центральной деталью стенда является вал длиной 370 мм и диаметром 51,01 мм, выполненный из стали 30ХГСА. Поверхность вала хромирована на глубину 0,2 мм и закалена до твердости 60÷65 *HRC*. После закалки поверхность вала обрабатывали до параметра шероховатости $Ra = 0{,}16$ мкм. Приводом вала служила воздушная малоразмерная парциальная турбина осевого типа. Для создания нагрузки на консоли вала в конструкции стенда предусмотрено нагрузочное устройство.

Конструктивной особенностью опытного стенда является применение в его составе двух взаимозаменяемых подшипниковых сборок: одна с радиальными газостатическими опорами с пористыми вставками, другая — с радиальными газостатическими опорами с питающими дроссельными от-

Рис. 1. Опытный стенд

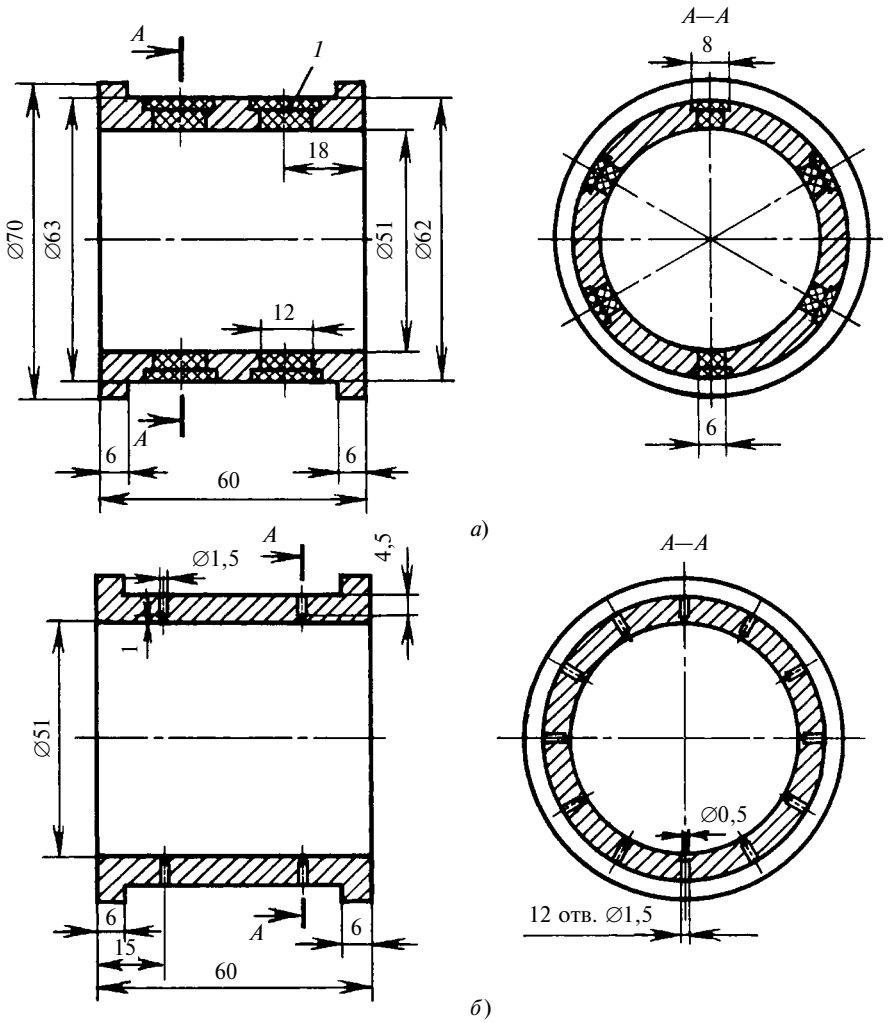


Рис. 2. Радиальные газостатические опоры с пористыми шпоночными вставками (*а*) и с питающими отверстиями (*б*)

верстиями. Основные размеры подшипников одинаковы. Средний радиальный зазор — 50 мкм.

Частично пористый газовый подшипник (рис. 2, *а*) представляет собой втулку с буртиками для герметизации воздушной напорной полости. В корпусе втулки выполнены в два ряда по шесть сквозных шпоночных отверстий. В отверстия вклеены пористые вставки *1* из термически обработанной березы, технология изготовления которых разработана в КнАГТУ. Размеры пористой части вставки: длина — 12 мм, ширина — 6 мм, толщина — 5,5 мм. Для восприятия осевых усилий со стороны вала в буртике подшипника по окружности на равном расстоянии друг от друга просверлены 16 осевых питающих отверстий диаметром 0,5 мм. Оба подшипника изготовлены из бронзы Бр. 010.

Газостатическая опора с дроссельными отверстиями (рис. 2, *б*) имеет типовую конструкцию. Дросселирующие питатели представлены сквозными отверстиями диаметром 0,5 мм по 12 шт. в каждом ряду. Сравнительно большое число отверстий в ряду наддува объясняется стремлением минимизировать депрессию давления между питателями с целью получения наиболее высоких значений жесткости и несущей способности газовых опор. Для упрощения технологии изготовления отверстия со стороны наружной окружности втулки выполнены диметром 1,5 мм на глубину 4,5 мм. Длина дросселирующей части отверстия — 1 мм. Расстояние между линиями наддува равно 30 мм.

Более детально конструкция экспериментального стенда рассмотрена в работе [3]. При проведении исследований измеряли: частоту вращения вала с помощью магнитно-индуктивного частотомера с точностью ±6 мин$^{-1}$; угловое смещение шпинделя в газовых опорах с помощью бесконтактного измерителя малых зазоров емкостного типа, предел измерений 1÷100 мкм. При работе ШУ в режиме подвеса радиальные смещения вала измеряли микрометрами типа ИЧ10-12М с ценой деления 1 мкм. Давление воздуха в нагрузочном устройстве и давление наддува в опорах вала регистрировалось с помощью образцовых манометров с точностью измерения 0,33 %.

Оценка погрешностей результатов наблюдений показала, что относительная ошибка при определении выходных характеристик ШУ, измеренных на консоли вала, составляет: для относительной нагрузки $\bar{F}$ = 1,83 %; для коэффициента жесткости $\varepsilon_{k_{\bar{F}}}$ = 2,62 %.

Важнейшими выходными характеристиками ШУ, характеризующими его точность и технологическую эффективность, являются нагрузка и жесткость, измеренные на шлифовальном круге. Нагрузка F на консоли вала и жесткость $k_F = \mathrm{d}F/\mathrm{d}y$ в исследованиях представлены в относительных величинах.

Сравнение характеристик ШУ проведено при одинаковых значениях параметра режима $\bar{m}$ [4], представляющего собой отношение перепадов давления в смазочном слое и в ограничителе расхода, числа сжимаемости Λ [4], пропорционального частоте вращения шпинделя, относительной длины $\bar{L}$ и относительного давления $\bar{p}_s$ наддува газовых опор. Подшипникам с питающими отверстиями и пористыми вставка-

ми соответствовал параметр режима $\bar{m}$ = 5,49. Такое значение параметра $\bar{m}$ газовых опор с питающими отверстиями обеспечивалось при абсолютном давлении наддува 0,297 МПа (относительное давление $\bar{p}_s$ = 0,343). Сравниваемые модели ШУ имели одинаковые длины передней и задней газовых опор $\bar{L}_1 = \bar{L}_2 = 1{,}2$, расстояние между линиями наддува $\bar{b}$ = 0,42, относительное расстояние между опорами $\bar{a}$ = 3,55 и относительный вылет шпинделя $\bar{l}$ = 1,02. В процессе проведения комплекса экспериментов использовали один и тот же вал.

Эксперименты проведены в статическом и комбинированном режимах работы газостатических опор.

Результаты испытаний модели ШУ при работе газовых опор в режиме подвеса показаны на рис. 3. Кривые относительной нагрузки $\bar{F}$ на консоли вала и коэффициента $k_{\bar{F}}$ жесткости представлены в зависимости от относительного эксцентриситета ε_1 в передней газовой опоре, так как при воздействии нагрузки на шлифовальный круг угловое смещение оси вала в этой опоре существенно выше, чем в задней.

Характер зависимостей показывает, что относительная нагрузка на консоли вала с газовыми опорами первого типа выше на 60 %, а коэффициент жесткости — на 62 %. Попытка увеличить нагрузку на консоли вала модели ШУ на опорах с питающими отверстиями при $\varepsilon_1 > 0{,}2$ не увенчалась успехом, что объясняется потерей подшипниками жесткости.

Результаты экспериментальных исследований модели ШУ при работе газовых опор в комбинированном режиме приведены на рис. 4. Эксперименты проводили при вариативных значениях частоты вращения вала. Частота вращения шпинделя изменялась

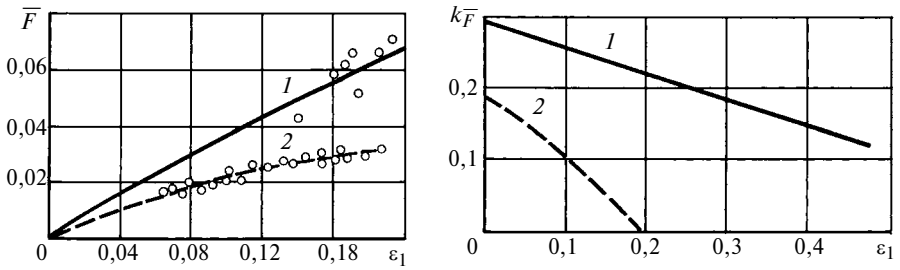


Рис. 3. Зависимости относительной нагрузки $\bar{F}$ и коэффициента $k_{\bar{F}}$ жесткости от относительного эксцентриситета ε при работе в режиме подвеса частично пористой опоры (*1*) и опоры с питающими отверстиями (*2*)

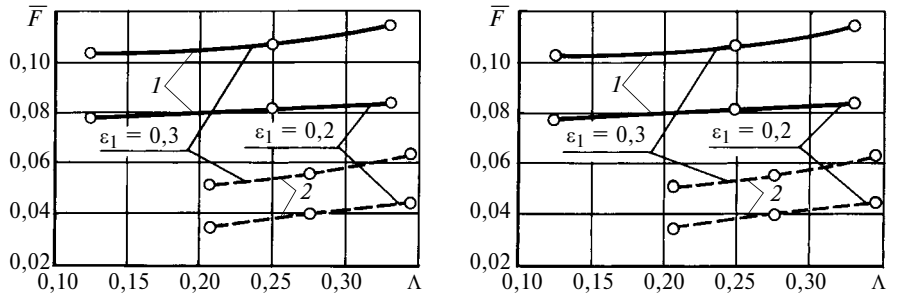


Рис. 4. Зависимости относительной нагрузки $\bar{F}$ и коэффициента $k_{\bar{F}}$ жесткости от числа Λ сжимаемости при работе в комбинированном режиме частично пористой опоры (*1*) и опоры с питающими отверстиями (*2*)

от 0 до 32 000 мин$^{-1}$, что соответствует диапазону чисел сжимаемости Λ = 0÷0,34. Из рис. 4 видно, что в указанном диапазоне чисел сжимаемости выходные характеристики модели ШУ на газостатических опорах с пористыми вставками выше, чем на подшипниках с питающими отверстиями. Так, при значениях относительного эксцентриситета ε_1, равных 0,2 и 0,3, относительная нагрузка $\bar{F}$ выше в среднем соответственно на 53 и 48 %, а коэффициент жесткости $k_{\bar{F}}$ выше на 41 и 28 %. С увеличением частоты вращения вала нагрузочная способность и жесткость консоли шпинделя возрастают, что расширяет возможности пневмошпинделей на частично пористых газостатических опорах и, следовательно, способствует повышению качества обработки деталей на металлорежущих станках, в частности шлифовальных.

Таким образом, результаты экспериментов наглядно демонстрируют преимущества применения в высокоскоростных ШУ газостатических подшипников с пористыми вставками по сравнению с традиционными газостатическими опорами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пуш А. В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.
2. **Космынин А. В., Виноградов В. С.** Газовые подшипники высокоскоростных турбоприводов металлообрабатывающего оборудования. Владивосток: Дальнаука, 2002. 327 с.
3. **Шаломов В. И.** Экспериментальный стенд для исследования выходных характеристик высокоскоростных шпиндельных узлов // Материалы междунар. науч.-практ. конф. "Повышение эффективности инвестиционной и инновационной деятельности в Дальневосточном регионе и странах АТР". Комсомольск н/А, 2005. С. 52—56.
4. **Эксплуатационные** характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов / А. В. Космынин, Ю. Г. Кабалдин, В. С. Виноградов, С. П. Чернобай. М.: Академия естествознания, 2006. 219 с.

УДК 621.892

А. С. ПАВЛОВ (Федеральное агентство по делам молодежи),
Е. В. БЕРЕЗИНА, В. А. ГОДЛЕВСКИЙ, доктора технических наук (Ивановский ГУ), e-mail: gold@yandex.ru

Применение производных холестерола в качестве присадок пластичных смазочных материалов[1]

Приведены результаты триботехнических испытаний пластичных смазочных материалов (ПСМ) с присадками — производными холестерола. Доказана возможность повышения антифрикционных, антизадирных и антиизносных свойств ПСМ при использовании данных присадок.

Ключевые слова: пластичные смазочные материалы, присадки, производные холестерола, реологические и триботехнические характеристики.

The results of tribotechnical tests of plastic lubricants with derivatives of cholesterol as the additives are presented. The possibility to improve the anti-friction, anti-scuffing, and anti-wear properties of the plastic lubricants at use of these additives has been shown.

Keywords: plastic lubricants, additives, derivatives of cholesterol, rheological and tribolotechnical characteristics.

Пластичные смазочные материалы (ПСМ) по сравнению с жидкотекучими минеральными маслами отличаются большим спектром модификаций, так как обеспечивают возможность введения функциональных присадок жидких — растворимых в базовой основе и твердых — мелкодисперсных. Присадки в виде порошка хорошо распределяются по объему ПСМ, их высокая вязкость препятствует седиментации твердых частиц под действием гравитации. Нередко возникает необходимость в приготовлении некоторого количества смазочного материала путем простого смешивания. В данных материалах обеспечивается совместимость компонентов при введении в них твердой фазы при условии, что вводимые вещества химически неактивны. Традиционно в качестве твердых порошковых присадок к ПСМ используют порошки металлов, графита и дисульфита молибдена.

Цель данной работы — повышение эксплуатационных свойств наиболее часто используемых ПСМ путем введения в них активных наполнителей класса термотропных жидких кристаллов — производных холестерола. Выбор этих веществ обусловлен тем, что они относятся к классу мезогенов, т. е. веществ, образующих в определенных условиях жидкокристаллические надмолекулярные структуры.

Попытки использования мезогенов в составе смазочных материалов (СМ) предпринимались давно. Одной из первых известных попыток в этом направлении стала смазочная композиция, предложенная В. Н. Латышевым [1]. Кроме жидкокристаллических веществ холестерического типа в качестве присадок к маслам и СОТС предлагалось использовать мезогены дискотической природы, например производные фталоцианина [2].

Теоретическое обоснование применения мезогенных компонентов в СМ основывается на физике жидких кристаллов с учетом особенностей структурирования смазочных слоев под действием силового поля твердых поверхностей и сдвиговых процессов [3]. В работах [2, 4, 5] также исследовались присадки холестерических мезогенов в составе индустриальных масел. Однако до настоящего времени серьезных разработок в использовании данного класса присадок в составе ПСМ не было, по-видимому, в силу сложного фазового состояния пластичных композиций и сложной задачи совместимости органического компонента — присадки с материалом загустителя.

В качестве объекта исследований были выбраны четыре ПСМ: Литол-24, ШРУС-4, ЦИАТИМ-221 и медицинский вазелин (ГОСТ 3582—84), которые характеризуются разными составами присадок, природой загустителя, областью применения. Выбор в качестве ПСМ медицинского вазелина связан с отсутствием в нем трибоактивных присадок и наличием парафиновых компонентов высокой чистоты. В качестве материала пары трения использовали сталь, для того чтобы выявить антиадгезионные свойства исследуемых трибоактивных компонентов, так как пара "сталь—сталь" более склонна к адгезии однородных материалов. Структурные формулы веществ, использованных в качестве активных наполнителей (присадок), приведены на рис. 1. Они представляют собой ряд, ранжированный по длине бокового радикала, который, видимо, играет важную роль в процессе надмолекулярной самоорганизации мезогенов данного класса.

Коэффициент трения определяли с помощью трибометра ТАУ-1 по схеме трения "палец—диск" при возвратно-поступательном движении ползуна и синусоидально изменяющейся скорости скольжения от 0 до 0,015 м/с. Присадки в виде мелкодисперсных порошков со средним размером частиц 0,13 мм вносили в базовую среду путем механического перемешивания, а в зону контакта добавляли порциями по 0,3÷0,5 г. В ходе исследований изменяли: базовый ПСМ, присадки и их концентрации, нагрузку (нормальную силу). На рис. 2 показаны

[1] Работа выполнена при поддержке гранта Минобрнауки РФ № 2.1.2/4670.

зависимости изменения коэффициента $f_{тр}$ трения пары "сталь 45—сталь 45" от нагрузки F (среда — вазелин медицинский) с присадкой I (см. рис. 1) при различных концентрациях C (по массе). Эти зависимости имеют гиперболический характер и при $F > 200$ мН стабилизируются, что можно объяснить, используя диаграмму Штрибека, переходом от гидродинамического трения к режиму граничного смазывания. Заметим, что снижение коэффициента трения наблюдается уже при достаточно малой концентрации присадки ($C = 0{,}5$ % по массе).

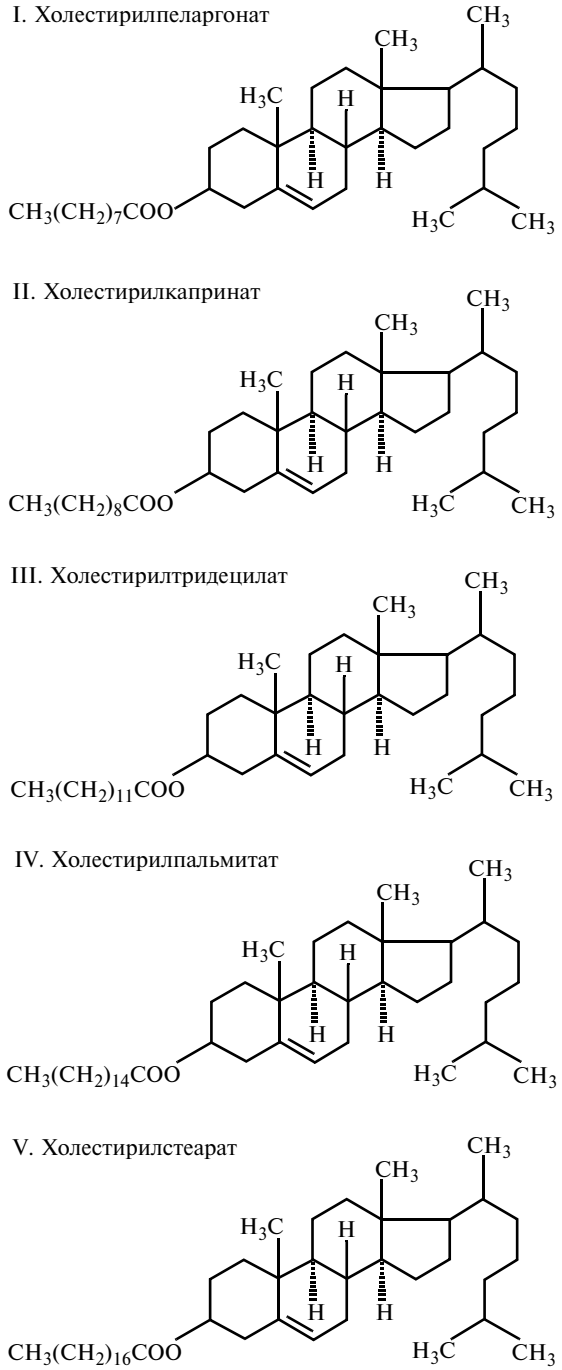


Рис. 1. Структурные формулы присадок

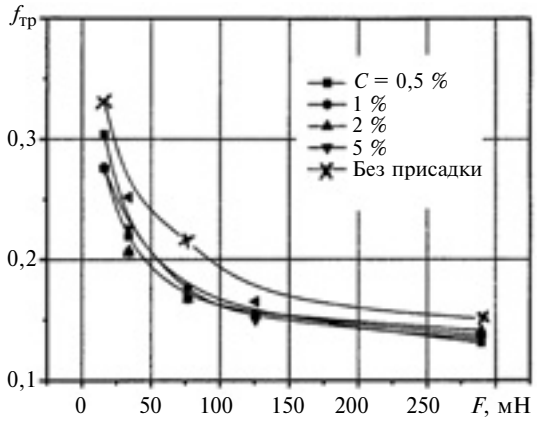


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента $f_{тр}$ трения пары "сталь 45—сталь 45" от нормальной нагрузки F в медицинском вазелине с присадкой I (см. рис. 1) при различных концентрациях C

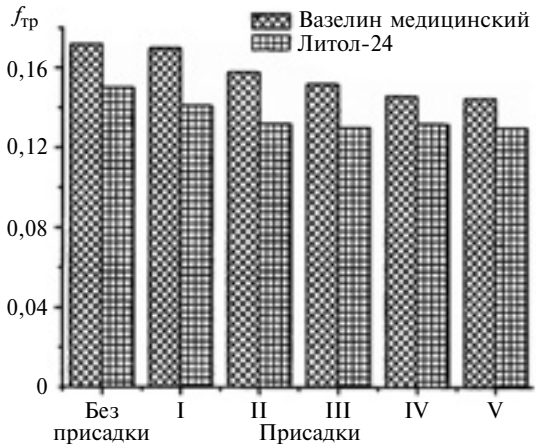


Рис. 3. Диаграмма коэффициентов $f_{тр}$ для медицинского вазелина и ПСМ Литол-24 с различными присадками:
пара трения "сталь 45—сталь 45"; схема трения "палец—диск"; $F = 20$ мН; I—V — тип присадки (см. рис. 1)

На рис. 3 представлены диаграммы коэффициентов трения для медицинского вазелина и ПСМ Литол-24 при введении разных присадок.

В следующей серии экспериментов определяли предельную нагрузку $F_з$ задира на машине трения СМЦ-2 при скорости скольжения 0,45 м/с по схеме "диск—диск" (линейный начальный контакт). Нижний диск вращался, верхний — оставался неподвижным. Смазочный материал равномерным слоем наносили на поверхность вращающегося диска. Осуществляли контакт поверхностей и выполняли ступенчатое нагружение пары трения. При появлении признаков задира процесс останавливали и фиксировали значение нагрузки (рис. 4).

Показатель изнашивания определяли методом "искусственных баз" путем нанесения отпечатков алмазной пирамидой на образец и измерения диагонали отпечатка до и после трения. Пара трения — "диск—частичный вкладыш", нагрузка — 80 Н, скорость скольжения — 0,45 м/с. Отпечатки получали

при нагрузке 100 Н, результаты представлены на рис. 5 (данные усредняли по 10÷20 отпечаткам).

Далее оценивали влияние присадок на реологические свойства СМ (вязкое течение). Исследования проводили на автоматизированном ротационном вискозиметре Брукфилда, используя цилиндрический шпиндель с рабочим зазором 2 мм, чтобы исключить влияние граничных эффектов. Изменяли скорость сдвига и измеряли крутящий момент на шпинделе вискозиметра. Результаты представлены в преобразованных шкалах (координаты Кэссона), которые дают представление о приближенности процесса сдвига к ньютоновскому процессу. Измерения проводили при нормальной температуре (22 °С).

Анализ полученных результатов показал, что введение присадки в ПСМ существенно снижает сопротивление сдвигу исследуемой дисперсной системы (рис. 6). Нелинейность кэссоновых кривых свидетельствует о том, что система представляет собой неньютоновскую жидкость как без присадки, так и с присадкой. Снижение вязкости при введении присадки в ПСМ является нетривиальным эффектом, поскольку согласно теории Эйнштейна при введении дисперсионной среды твердых частиц в жидкую среду вязкость суспензии должна линейно возрастать — в данном случае она снижается. Можно предположить, что это связано с поверхностными эффектами при взаимодействии двух дисперсных фаз с большими удельными поверхностями — загустителя и порошковой присадки.

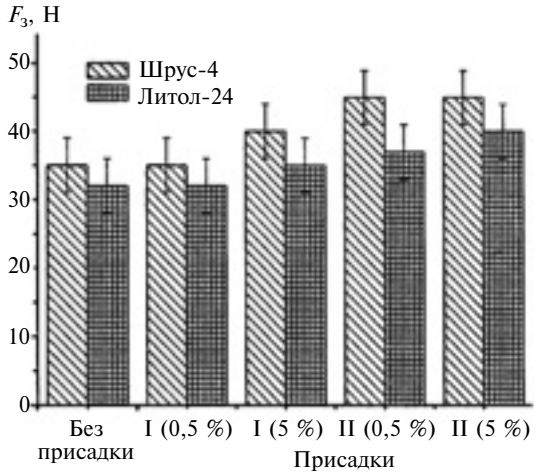


Рис. 4. Диаграмма предельных нагрузок $F_з$ задира для пары трения "сталь 45—сталь 45" в среде ПСМ с присадками и без них (скорость скольжения 0,45 м/с)

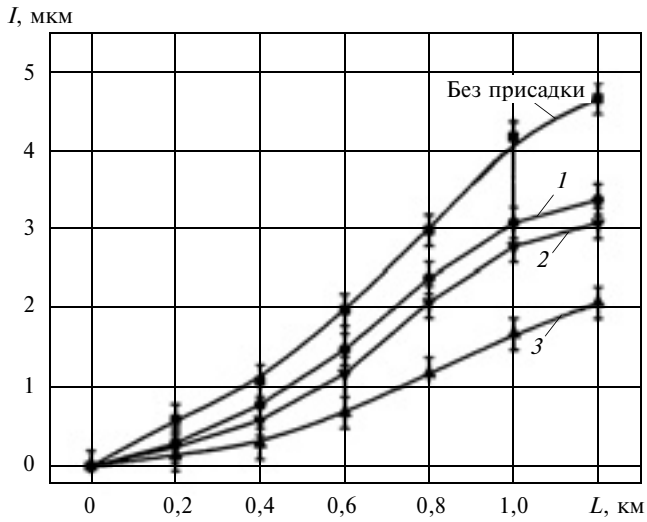


Рис. 5. Зависимости изменения износа I пары трения в среде ПСМ Литол-24 (*1*), Литол-24 + присадка V (5 %), Литол-24 + присадка I (5 %) (*3*) от пути L трения

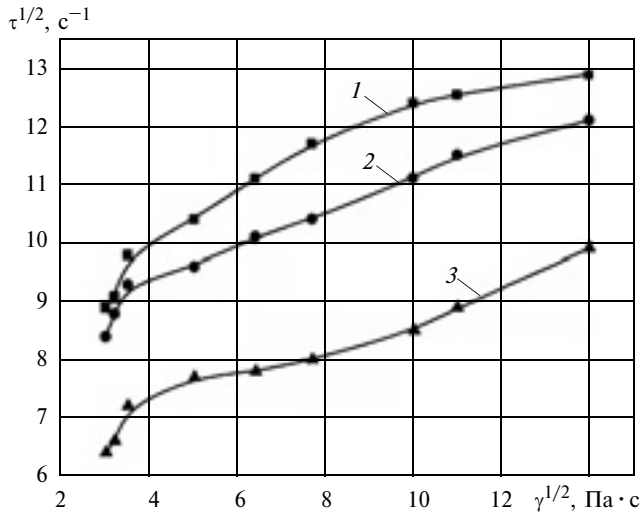


Рис. 6. Реологические характеристики ПСМ Литол-24 с присадкой I концентрации C = 0 (*1*); 1 (*2*); 5 (*3*) %:
τ — скорость сдвига; γ — эффективная вязкость

Таким образом, исследования твердосмазочных присадок в ПСМ показали их триботехническую эффективность. Применение таких материалов снижает коэффициент трения до 12 %, интенсивность изнашивания в 1,5÷2 раза, увеличивает предельную нагрузку задира до 20 %.

Можно предположить следующий механизм действия данных трибоактивных компонентов. При перемешивании ПСМ с присадкой твердые частицы порошка внедряются в структуру СМ, поглощаемые загустителем. При этом дисперсная система ПСМ получает новую внутреннюю поверхность на межфазной границе порошка и загустителя и, соответственно, избыточную поверхностную энергию. При трении смазочный материал находится под давлением, жидкотекучая дисперсная среда (минеральное масло) выдавливается из контакта и в рабочем зазоре остается загуститель, в данном случае наполненный включениями мезогенной присадки.

Частицы присадки разрушаются в контакте трения, налипая на выступы неровностей, и при сдвиге в условиях локального контактного нагревания

УДК 621.9.047

С. В. НИКОЛЕНКО, канд. техн. наук (Институт материаловедения ХНЦ ДВО РАН, г. Хабаровск), e-mail: nikola1960@mail.ru

Наноструктурирование поверхностности стали 35 электроискровой обработкой новыми электродными материалами на основе карбида вольфрама с добавкой нанопорошка Al_2O_3

Изучен процесс формирования легированного слоя (ЛС) на стали 35 сплавом ВК8 с добавкой Al_2O_3, повышающей его износостойкость. Определены эффективные режимы. Обнаружено формирование регулярной наноструктуры из карбида вольфрама.

Ключевые слова: электроискровое легирование, карбид вольфрама, комбинационное рассеяние света, атомно-силовая микроскопия, износостойкость.

The forming process of the alloyed layer on the steel 35 by BK8 alloy with the addition of Al_2O_3, enhancing its wear hardness, has been studied. The effective regimes of the process have been determined. The forming of a regular nanostructure from the tungsten carbide has been revealed.

Keywords: electric-spark alloying, tungsten carbide, Raman scattering, atomic-force microscopy, wear hardness.

Формирование высокопрочных поверхностных наноструктурированных слоев из твердосплавных карбидных, боридных и нитридных включений путем электроискрового легирования (ЭИЛ) [1] обусловливает следующие преимущества: поверхностные легированные слои (ЛС) на металлической основе создаются компактным электродом из проводящих и непроводящих ток порошковых материалов; ЛС обладают высокими адгезионными, эксплуатационными и функциональными свойствами; технологический процесс отличается низкой энергоемкостью и простотой [2].

Уровень исследовательской и испытательной техники — атомно-силовая и растровая электронная микроскопия, малоугловое рентгеновское рассеяние, микроспектральные методы, наноинденторы — позволил создать принципиально новые условия для установления взаимосвязи показателей состава, структуры, свойств поверхностных слоев с технологическими режимами и показателями формирования ЛС. Установлено, что в условиях единичного электрического разряда в системе "металлический катод—анод" на катодной поверхности образуются упорядоченные скопления нанокластеров, состоящих из наночастиц размерами до 30 нм [3]. Это открывает новые возможности ЭИЛ и спо-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 44)

проявляют свойства надмолекулярной упорядоченности, вследствие чего снижается коэффициент трения и предотвращается появление задиров.

Сложная многофазная система — ПСМ с твердой присадкой, обладает реологическими свойствами, характерными для неньютоновской жидкости, что отражается на характере вязкого течения в смазочном слое при гидродинамическом режиме смазывания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 601304 СССР:** МКИ^3 С10М. Смазочно-охлаждающая жидкость для механической обработки металлов.
2. **Иванов В. Е., Купчинов А. Б.** Исследование триботехнических характеристик минерального масла с жидкокристаллическими присадками / Трение и износ. 1988. Т. 9. № 2. С. 355—358.
3. **Кузнецов С. А., Березина Е. В., Годлевский В. А.** Надмолекулярная самоорганизация при сдвиговом процессе в граничном смазочном слое // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 7. С. 3—11.
4. **Купчинов Б. И., Родненков В. Г., Ермаков С. Ф.** Введение в трибологию жидких кристаллов. Гомель: ИММС АНБ, "Информтрибо". 1993. 156 с.
5. **Влияние** присадок некоторых холестерических жидких кристаллов на свойства смазочных масел / М. А. Колбашов, В. Н. Латышев, В. В. Новиков, С. А. Сырбу // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. № 8. С. 35—41.
6. **Березина Е. В.** Производные фталоцианина как присадки к смазочным материалам. Иваново: Ивановский ГУ, 2007. 239 с.

собствует наноразмерному изучению структуры формируемых ЛС.

Интерес к изучению поверхностных слоев понятен, так как именно в них зарождаются дефектные образования и создаются условия, затормаживающие развитие усталостных трещин. В технологии ЭИЛ качественные показатели свойств ЛС существенно зависят от электродного материала (ЭМ). Как правило, это твердые сплавы на основе карбидов вольфрама и титана, в том числе и наноструктурированного карбида вольфрама [2]. Эти электродные материалы имеют высокую эрозионную стойкость.

Поставлены задачи — исследовать процесс формирования ЛС на сталях электродными материалами, содержащими WC с добавками нанопорошка оксида алюминия, провести сравнительный анализ свойств ЛС, полученных с помощью электродов из твердого сплава ВК8.

ЛС наносили на типовой механизированной установке с вращающимся торцевым электродом Элитрон-101. Обработку осуществляли электрическими импульсами от генератора импульсов IMES с возможностью управления от встроенного контроллера или внешнего компьютерного устройства [4]. На рис. 1 показан интерфейс программы управления генератором импульсов.

При выборе режимов обработки управляющими параметрами приняты: частота (варьировалась до 400 Гц), длительность (10, 20, 40, 60, 80 мкс) электрических импульсов. Мощность установки 1,5 кВт, напряжение 50 В, сила тока 160÷225 А, скорость обработки 1 см^2/мин.

Наносили ЛС с помощью специально разработанных электродных материалов (ЭМ), полученных методами порошковой металлургии в Институте материаловедения ХНЦ ДВО РАН. В их состав входили сплав ВК8 и добавки нанодисперсного порошка Al_2O_3 (1÷5 %) [2]. Оксид алюминия использовали в качестве ин-

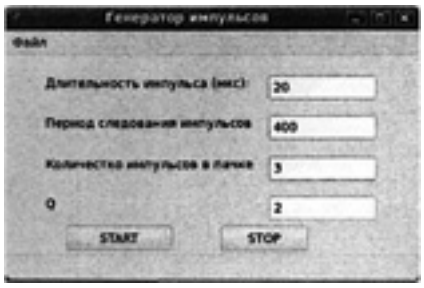


Рис. 1. Интерфейс программы управления генератором импульсов

гибитора роста зерна, который уменьшал средний размер зерна твердого сплава с 2,4 до 0,84 мкм и снижал эрозионную стойкость ЭМ для увеличения производительности электроискрового легирования.

Было установлено [2], что нанодисперсный Al_2O_3 препятствует росту зерен WC путем срастания и перекристаллизации жидкой фазы. Добавление 1 % Al_2O_3 уменьшает средний диаметр зерна в сплаве в 1,5 раза. Однако дальнейшее его увеличение (до 5 %) уменьшает зерно в 3 раза, но ухудшает структуру сплава, при этом нарушается сплошность кобальтового связующего скелета и увеличивается объем твердой фазы и пор, что понижает физико-химические свойства ЛС.

В качестве анода использовали или сплав ВК8, или ЭМ из сплава ВК8 и нанодисперсного Al_2O_3, в качестве катода — образцы из углеродистой стали 35 массой не более 50 г, которые затем исследовали на атомно-силовом микроскопе (АСМ). Анализ процесса ЭИЛ позволил исследовать изменение массы катода и эрозию анода за время легирования при различных условиях. Были выполнены: гранулометрический анализ продуктов эрозии на микроскопе МБС-9 [5], металлографическое исследование поперечных срезов упрочняемых образцов на оптическом микроскопе с насадкой для индентирования, рентгенофазовый анализ поверхности легированных образцов на установке ДРОН-7, исследования на АСМ Aist-NT SmartSPM и интегрированном с ним микроспектрометре OmegaScope (метод комбинационного рассеяния света).

После ЭИЛ образцы исследовали на износостойкость по стандартной методике. Испытания проводили по схеме "вал—колодка" на машине трения МТ-22П с нагрузкой 100 Н при скорости скольжения 0,025 м/с в условиях трения без смазочного материала, материал контртела — закаленная сталь 40Х (58...60 *HRC*). Износ образцов определяли через каждый километр пути трения.

Определены зависимости изменения суммарной и удельной эрозий анода в текущем времени и зависимости суммарного и удельного увеличений массы катода. Эффективность формирования ЛС определяли по формуле $\gamma = \Sigma\Delta_a K_{ср} t_x$, см^3/мин. Здесь t_x — время обработки (порог) до хрупкого разрушения ЛС, после которого масса катода уменьшается; $K_{ср} = \Delta_к/\Delta_а$ — коэффициент переноса материала за время t_x, где $\Delta_к$ и $\Delta_а$ — приращение массы катода и величина эрозии анода за 1 мин легирования.

Эффективность ЭИЛ зависит от выполняемого объема, гранулометрического и фазового составов материала, выносимого из эрозионной лунки анода под воздействием электрического разряда и осаждаемого на поверхности обрабатываемой детали (катода).

Очевидно, что увеличение массы катода обусловлено эрозионными свойствами ЭМ. Исследовали зависимости изменения удельной и суммарной эрозий анода при легировании стали 35 с частотой 400 Гц электродами: ВК8 + 1 % Al_2O_3 и ВК8 + 5 % Al_2O_3. Установлено, что для ЭМ на основе WC с добавкой нанопорошка Al_2O_3 показатели $\Delta_а$ и $\Sigma\Delta_а$ не зависят от длительности импульсов и продолжительности обработки.

В случае "грубого" легирования (сила тока 160÷225 А) зависимость суммарной эрозии анода от длительности электрических

импульсов можно считать линейной. Для анодов с 1 и 5 %-ми добавками Al_2O_3 минимальное значение $\Sigma\Delta_a$ наблюдалось при длительности импульсов соответственно 20 и 10 мкс, а при длительности 80 мкс эрозия становилась максимальной. Удельная эрозия имеет циклический характер, что можно объяснить образованием на поверхности электрода устойчивой вторичной структуры, т. е. не соблюдается аддитивность — показатель $\Sigma\Delta_a$ не равен сумме эрозионных эффектов единичных импульсов, возможно из-за образования вторичных структур — оксидов и нитридов, вследствие взаимодействия продуктов эрозии с окружающей средой или увеличения температуры электродов вследствие накопления теплоты. Зависимости изменения показателей Δ_K и $\Sigma\Delta_K$ от времени t легирования можно аппроксимировать полиномами шестой степени.

Значения показателей процесса ЭИЛ для стали 35 представлены в табл. 1. Суммарный массоперенос с увеличением добавки Al_2O_3 уменьшается и повышается с увеличением длительности импульсов. Анализ показал, что эффективность формирования ЛС при добавке 1 % Al_2O_3 заметно возрастает. При использовании сплава ВК8 эффективность в 3 раза ниже, чем ЭМ с добавкой 1 % Al_2O_3. Оптимальные длительности импульсов — 60 и 20 мкс. Таким образом, очевидно повышение эффективности процесса при добавлении Al_2O_3 и увеличении длительности импульсов, что позволяет создавать ЛС большей толщины.

Гранулометрический анализ продуктов эрозии при искровом разряде показал наличие двух форм: шарообразной (или близкой к ней) и неправильной с рваными краями (рис. 2, см. обложку), что может быть обусловлено разными механизмами формирования: в первом случае из жидкой фазы, во втором — из твердой фазы при хрупком разрушении материала анода [5].

Таблица 1

Значение показателей ЭИЛ для стали 35

$t_и$, мкс	$\Sigma\Delta_K$, 10^{-4} см^3	$\Sigma\Delta_a$, 10^{-4} см^3	t_x, мин	$K_{ср}$, мин$^{-1}$	γ, 10^{-4} см^3/мин
Электрод ВК8, частота 400 Гц					
20	2,6	6,64	10	0,39	10,14
40	7,33	15,48	10	0,45	32,99
60	7,67	15,34	9	0,48	33,13
80	5,14	11,09	6	0,34	10,49
Электрод ВК8 + 1 % Al_2O_3, частота 400 Гц					
20	3,26	7,38	10	0,42	13,69
40	9,22	21,56	10	0,4	36,88
60	10,85	21,77	10	0,47	50,99
80	14,75	28,23	10	0,49	72,28
Электрод ВК8 + 5 % Al_2O_3, частота 400 Гц					
20	3,92	6,77	10	0,6	23,52
40	8,46	14,85	10	0,55	46,53
60	9,54	21,23	10	0,42	40,07
80	11,54	21,69	10	0,49	56,55

Таблица 2

Гранулометрический состав продуктов эрозии ЭМ в ЛС для стали 35 (начальный размер частиц ≈2 мкм, частота 400 Гц, напряжение 40 В, сила тока 250 А)

Анод	$t_и$, мкс	Шарообразные частицы		Частицы хрупкого разрушения	
		Диаметр, мкм	Количество, %	Размер, мкм	Количество, %
ВК8	20	41,85	29,7	58,9	70,3
	80	58,9	28,4	79,05	71,6
ВК8 + + 1 %Al_2O_3	20	41,85	34,0	102,3	64,0
	80	58,9	51,6	102,3	48,4
ВК8 + + 5 %Al_2O_3	20	41,85	40,3	58,9	59,7
	80	41,85	60,9	158,1	39,1

Заметим, что содержание частиц твердой фазы выше 50—60 % ухудшает качество формируемого ЛС. Смачиваемость с катодом жидкофазной составляющей анода и уменьшение размеров продуктов эрозии приводят к увеличению адгезии, плотности и твердости ЛС [5]. Гранулометрический анализ состава продуктов эрозии показал, что они в основном представлены частицами хрупкого разрушения (более 70 %). При внесении в твердый сплав добавок в виде нанопорошка Al_2O_3 (1÷5 %) или оксида вольфрама увеличивает число шарообразных частиц жидкофазного происхождения. Такой же эффект достигается при длительности импульсов 20÷80 мкс. Содержание шарообразных частиц в этом случае превышает 60 %, что может быть обусловлено увеличением температуры анода за счет плазмы разряда. Гранулометрический анализ продуктов стал основой в определении оптимальных добавок Al_2O_3 (табл. 2).

Металлографический анализ поперечного шлифа катода с ЛС показал, что в поверхностном слое имеются поры и микротрещины (рис. 3, см. обложку), структура неравномерна по толщине. При травлении реактивом № 1 имеет место ферритоперлитная структура стали, при травлении реактивом № 2 в белом слое выявляется микроструктура, которая, так же как и макроструктура, зависит от режима ЭИЛ.

На участке, прилегающем к белому слою, в результате термического воздействия разряда и плазмы с последующим быстрым охлаждением образуются тонкие слои, в которых перлитная составляющая подвергается закалке. Здесь отмечается повышение микротвердости (рис. 4, следы индентора). При травлении реактивом № 2 в белом слое выявляются участки с дисперсными карбидами железа и скоплениями продуктов распада анода. Увеличение твердофазных скоплений характерно для

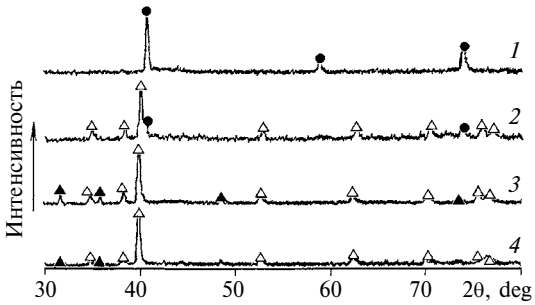


Рис. 4. Рентгеновские дифрактограммы ЭИЛ покрытий на стали 35 ЭМ на основе карбида вольфрама с частотой импульсов 400 Гц при длительности 200 (*1*), 100 (*2*), 80 (*3*) и 40 мкс (*4*) (○ — W; ▲ — WC; Δ — W_2C)

жестких режимов ЭИЛ, однако при этом отмечается рост дефектности и окисления ЛС и прилегающих слоев основы.

Рентгенофазовый анализ ЛС при ЭИЛ на разных режимах показал, что повышение теплового воздействия вызывает разложение WC [6] вследствие взаимодействия углерода с кислородом воздуха. Основу покрытия составляют карбиды W_2C, Co_xW_xC с мелкими включениями WC. При грубой ЭИЛ (см. рис. 4) последовательно сверху вниз инициируется реакция $WC \rightarrow W_2C$ вплоть до восстановления W. Аналогичные химические реакции возникают при увеличении легирования или длительности разрядов.

Микротвердость покрытий измеряли на различной глубине ЛС на поперечных шлифах образцов, которые изготовлялись в наклонном положении. В покрытиях, полученных при оптимальных режимах ЭИЛ, микротвердость ЛС более чем в 7 раз превышала микротвердость стали 35 (см. рис. 3). При длительности разрядов более 60 мкс микротвердость снижалась по глубине, что, возможно, объясняется разложением WC.

Таким образом, для твердосплавного анода грубый ЭИЛ сопряжен с окислением, обезуглероживанием и сопровождается формированием вторичной структуры из окислов, смеси карбидов различной стехиометрии (WC, W_2C) и даже металлического W. Очевидно, что для сохранения исходного WC при ЭИЛ следует применять защитную (аргоновую) среду.

Учитывая, что ЛС отличается большой шероховатостью, а методы АСМ не предусматривают изучения таких поверхностей, все образцы предварительно исследовались на конфокальном микроскопе, совмещенном с АСМ. В результате были отобраны образцы, пригодные для исследований методом АСМ, и выделены области на поверхности ЛС, где предположительно происходило наноструктурирование при ЭИЛ, которые отличались цветом (вплоть до синего) (рис. 5, *а*, см. обложку).

Из сканограммы, полученной на АСМ (рис. 5, *б*), видно, что наименьший размер наночастиц был обнаружен в составе ЛС, полученном электродом ВК8 с добавкой 1 % Al_2O_3. Минимальный размер частиц — 30 нм. При ЭИЛ с вращающимся электродом в ЛС формируются регулярные полосы размером от сотен нанометров до нескольких микрометров (рис. 5, *в*). Представленные на этом рисунке цифровые данные соответствуют адгезии для каждой отмеченной на рис. 5 частицы. При одинаковом фазовом составе увеличение этого параметра подтверждает уменьшение исследуемых наночастиц.

Спектры комбинационного рассеяния света (КРС) наблюдались в ЛС, выбранных по представленной методике с пространственным разрешением не более 50 нм при возбуждении лазерным излучением волнами длиной 473, 532 и 785 нм. Спектры КРС измеряли при нормальных условиях. Для образца с ЛС (см. рис. 5, *а*) в областях конфокальных изображений с желтым и синим оттенками методом КРС установлено, что их интенсивность, соответствующая колебаниям атомов в молекулах WC [7], максимальна (рис. 6, кривые *1* и *3*) (см. табл. 1). Существенная интенсивность в спектре КРС наблюдалась и в образце с ЛС, полученном электродом из ВК8 + 5 % Al_2O_3 (см. рис. 6, кривая *2*). Эти спектральные линии практически идентичны линиям образца ВК8 (кривые *1* и *3*). На остальных образцах спектральные линии КРС, определяющие наномасштабные WC включения, не имеют значения (кривые *4*—*7*). Все это подтверждает фазовый состав ЛС, т. е. наличие WC в составе наноструктурированного ЛС (см. рис. 5). Таким образом, для микроанализа параметров ЛС ЭИЛ можно использовать метод КРС.

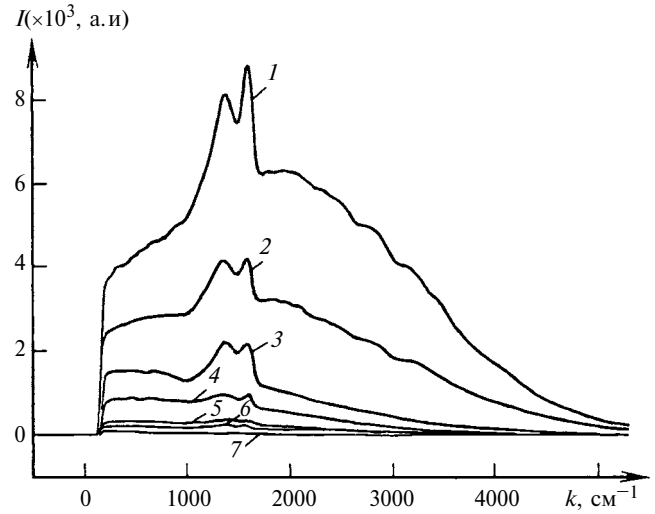


Рис. 6. Спектры КРС в наноструктурированных ЛС:
1 — ВК8, $t_и$ = 80 мкс; *2* — ВК8 + 5 % Al_2O_3, $t_и$ = 80 мкс; *3* — ВК8, $t_и$ = 60 мкс; *4* — ВК8, $t_и$ = 40 мкс; *5* — ВК8 + 5 % Al_2O_3, $t_и$ = 40 мкс; *6* — ВК8 + 5 % Al_2O_3, $t_и$ = 20 мкс; *7* — ВК8, $t_и$ = 20 мкс

Таблица 3

Характеристики покрытий, полученных при механизированном ЭИЛ стали 35 (частота 400 Гц)

Электрод	$t_и$, мкс	Сплошность ЛС, %	Толщина ЛС, мм (среднее значение)	Микротвердость, ГПа		$*K_{уп}$
				ЛС	основы	
ВК8	20	50	0,001÷0,017 (0,007 ± 0,001)	6,86	2,6	2,64
	80	88	0,001÷0,069 (0,020 ± 0,004)	11,65	3,19	3,65
ВК8 + 1 % Al_2O_3	40	64	0,002÷0,036 (0,018 ± 0,003)	12,51 (R = = 0,010 мм)	3,19 (r = = 0,014 мм)	3,92
	60	78	0,002÷0,040 (0,018 ± 0,002)	12,19	3,07	3,97
	80	68	0,002÷0,054 (0,016 ± 0,004)	10,98	4,03	2,72
ВК8 + 3 % Al_2O_3	40	95	0,002÷0,048 (0,021 ± 0,004)	11,04	2,99	3,69
	60	98	0,002÷0,049 (0,024 ± 0,004)	12,51	3,74	3,34
	80	97	0,008÷0,074 (0,038 ± 0,005)	12,83	4,34	2,96
ВК8 + 5 % Al_2O_3	40	82	0,002÷0,043 (0,025 ± 0,004)	11,09	3,44	3,22
	60	87	0,002÷0,049 (0,024 ± 0,004)	11,63	3,45	3,37
	80	97	0,002÷0,094 (0,037 ± 0,006)	12,37	4,26	2,9

$*K_{уп} = H_{ЛС}/H_о$ — коэффициент упрочнения ($H_{ЛС}$ и $H_о$ — микротвердость соответственно легированного слоя и основы).

Спектры КРС получали при нормальных условиях, использовали лазерные излучения волнами длиной 473, 532 и 785 нм, учитывали, что кристалл карбида вольфрама принадлежит к гексагональной сингонии с пространственной группой D_{3h} (в обозначениях Шенфлиса). Однако в работе [7] спектр КРС представлял собой два гауссова пика (1350 и 1530 см$^{-1}$), что соответствует 4,05 и 4,59 ГГц. Пик 1350 см$^{-1}$ отвечает за колебания в D моде, а пик 1530 см$^{-1}$ — в G моде.

Характеристики покрытий, полученных при механизированном ЭИЛ на стали 35 на установке Элитрон-101 импульсами от генератора IME представлены в табл. 3. Режимы обработки: напряжение 40 В, сила тока 160÷225 А, частота импульсов 400 Гц, длительность импульсов варьировалась от 20 до 80 мкс.

Исходная микротвердость H образцов 2,6÷3,5 ГПа. Использовали электроды из ВК8 и ВК8 с добавлением 1÷5 % Al_2O_3. Результаты исследования износостойкости ЛС ЭИЛ представлены на рис. 7, анализ которых показал, что при добавлении Al_2O_3 в сплав ВК8 повышается износостойкость ЛС. Наилучшие результаты получены при добавлении 3 % Al_2O_3, частоте импульсов 400 Гц, $t_и$ = 40 мкс (см. рис. 7, кривая *3*). На износостойкость ЛС значительное влияние оказывает структура поверхностного слоя. Покрытия с полосчатой структурой (размер полос до нескольких сотен нанометров) с добавкой Al_2O_3, полученные вращающимся электродом, имеют повышенную износостойкость. Увеличение длительности импульсов до 80 мкс ухудшает износостойкость из-за чрезмерного нагревания электрода, что сопровождается разложением карбида вольфрама до вольфрама.

Таким образом, установлены эффективные режимы работы установки. Эффективность ЭИЛ возрастает при увеличении длительности импульсов, добавка 1 % Al_2O_3 повышает эффективность формирования ЛС почти в 3 раза, микротвердость ЛС в 3÷4 раза выше микротвердости стали 35. Определены эффективные режимы ЭИЛ и состав формируемых ЛС: для электрода ВК8 + 1 % Al_2O_3 частота импульсов 400 Гц, $t_и$ = 80 мкс. Добавка 1÷5 % Al_2O_3 и увеличение длительности импульсов с 20 до 80 мкс повышают содержание сферических частиц, сформированных из жидкофазной составляющей до 60 %. Методами АСМ обнаружено формирование регулярной полосовой наноструктуры ЛС из наночастиц WC.

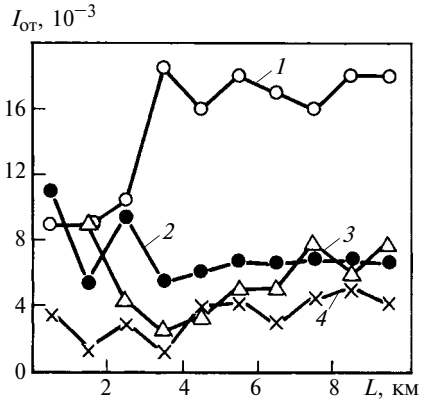


Рис. 7. Зависимости изменения относительного износа $I_{от}$ ЛС на стали 35 с разными покрытиями от пути L трения (время ЭИЛ 2 мин/см^2, частота электрических импульсов 400 Гц):
1 — ВК8, $t_и$ = 40 мкс; *2* — ВК8 + 5 % Al_2O_3, $t_и$ = 80 мкс; *3* — ВК8 + 1 % Al_2O_3, $t_и$ = = 80 мкс; *4* — ВК8 + 3 % Al_2O_3, $t_и$ = 40 мкс

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Николенко С. В., Верхотуров А. Д.** Новые электродные материалы. Владивосток: Дальнаука, 2005. 219 с.

2. **Использование** нанопорошка Al_2O_3 в качестве ингибитора роста зерна в сплаве ВК8 / С. В. Николенко, А. Д. Верхотуров, М. И. Дворник и др. // Вопросы материаловедения. 2008. № 2 (34). С. 100—105.

3. **Поверхностное** структурирование меди под действием электрического разряда / С. А. Пячин, В. Г. Заводинский, А. П. Кузьменко и др. // Письма в ЖТФ. 2010. 36(14). С. 34—40.

4. **Пат. 2009123990/02 (033234) Рос. Федерация:** Генератор импульсов технологического тока для электроискрового легирования.

5. **Намитоков К. К.** Электроэрозионные явления. М.: Энергия, 1978. 456 с.

6. **Влияние** предварительного наноструктурирования поверхностного слоя на износостойкость титанового сплава ВТ6, подвергнутого химико-термической обработке / А. Е. Колгачев, С. В. Панин, Ю. И. Почивалов, Н. А. Антипина // Известия Томского политехнического университета. 2006. Т. 309. № 2. С 144—148.

7. **Adhesion** and raman studies of magnetron sputtered amorphous carbon on WC-Co / S. Zhang, H. Xie, P. Hing, Z. Mo // Surface Engineering. 1999. V. 15. N 4. P. 341—346.

УДК 621.431

В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук (Тутаевский филиал ГОУ ВПО "Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьева"), e-mail: gukovv@rambler.ru

Энергосбережение в контурах жидкостного охлаждения энергетических и технологических установок

Рассмотрены возможные способы снижения гидравлических сопротивлений замкнутых контуров систем охлаждения и уменьшения мощности, необходимой для прокачивания теплоносителя путем изменения свойств охлаждающей жидкости.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоноситель, численное моделирование, гидродинамическое сопротивление, мощность.

The possible ways to reduce the hydraulic resistance of closed loops of cooling systems and to reduce the power required for pumping of the heat-transfer by change the properties of the coolant are considered.

Keywords: heat exchanger, heat-transfer, numerical modeling, hydrodynamic resistance power.

Работа энергетических установок и технологического оборудования сопровождается повышением температур деталей в результате их контакта с такими высокотемпературными средами, как продукты сгорания, например в тепловых двигателях, разогретый или расплавленный металл в заготовительном производстве, а также вследствие трения. Для обеспечения работоспособности установок и требуемого ресурса необходим теплоотвод от наиболее нагреваемых поверхностей. Для этого установки оснащаются системами охлаждения различных типов. Широкое распространение получили жидкостные системы охлаждения с замкнутым контуром, по которому циркулирует теплоноситель (охлаждающая жидкость). Такими системами охлаждения оснащены двигатели внутреннего сгорания (ДВС), водоохлаждаемая литейная оснастка, прокатные и волочильные станы.

Современные высокофорсированные двигатели оснащаются жидкостными системами охлаждения. Объектом проведенных исследований был выбран замкнутый контур жидкостной системы охлаждения форсированного ДВС (рис. 1). В контур включены теплообменные аппараты: охладитель охлаждающей жидкости (радиатор в автомобильных и тепловозных двигателях; водо-водяной теплообменный аппарат в судовых и стационарных ДВС), обладающий гидравлическим сопротивлением $\Delta p_{\text{о.ж}}$, охладитель масла с сопротивлением $\Delta p_{\text{о.м}}$, охладитель наддувочного воздуха с сопротивлением $\Delta p_{\text{о.н.в}}$, рубашка охлаждения — внутренние полости двигателя с гидравлическим сопротивлением $\Delta p_{\text{р}}$, насос, обеспечивающий циркуляцию охлаждающей жидкости по контуру. Таким образом, мощность, необходимая для привода циркуляционного насоса, определяется суммарным гидравлическим сопротивлением Δp_{Σ} внутреннего контура системы охлаждения.

Одним из основных показателей ДВС является механический КПД, характеризующий не только потери на трение, но и затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, в том числе и циркуляционного насоса системы охлаждения. Мощность, затрачиваемая на привод насоса в жидкостных системах охлаждения, определяется такими режимными параметрами системы, как гидравлическое сопротивление Δp_{Σ} контура циркуляции и расход $G_{\text{охл}}$ охлаждающей жидкости. Гидравлическое сопротивление внутреннего контура системы охлаждения различных ДВС составляет 0,05÷0,35 МПа. Наибольшие потери характерны для систем с протяженными трубопроводами и большим числом теплообменных аппаратов, включенных в контур циркуляции (охладители наддувочного воздуха, водомасляные холодильники, кондиционеры и т. п.).

Ниже представлены гидравлические потери в элементах системы охлаждения [1]:

	Δp, %
Трубопроводы	20÷25
Полости охлаждения в ДВС	28÷32
Теплообменные аппараты	45÷50

Наибольшие гидравлические потери характерны для теплообменных аппаратов и полостей охлаждения, поэтому исследовали именно эти элементы контура охлаждения.

Снизить затраты энергии на прокачивание теплоносителя и повысить механический КПД двигателя можно тремя способами:

1) конструктивной модернизацией системы охлаждения с целью уменьшения местных потерь и

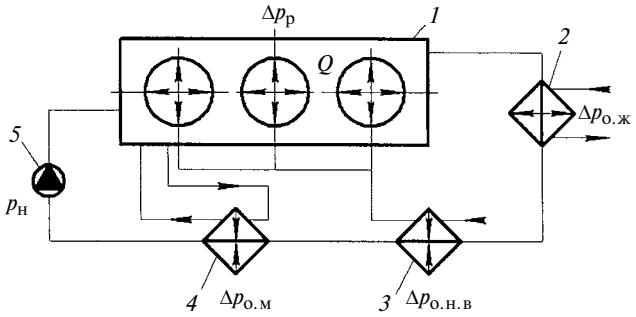


Рис. 1. Внутренний контур системы жидкостного охлаждения ДВС:
1 — рубашка охлаждения; *2* — охладитель теплоносителя внутреннего контура; *3* — охладитель наддувочного воздуха; *4* — охладитель масла; *5* — циркуляционный насос

потерь на трение, что требует неоправданных материальных затрат относительно достигнутого повышения эффективности двигателя;

2) уменьшением скорости циркуляции охлаждающей жидкости в системе, что снижает интенсивность теплоотвода и может привести к перегреву двигателя;

3) изменением физико-химических свойств охлаждающих жидкостей, определяющих гидродинамические потери, что обеспечивается введением в охлаждающую жидкость комплексных присадок [2].

Основное назначение присадок — защита деталей двигателя от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипеобразования в полостях охлаждения. В состав многофункциональных комплексных присадок входят компоненты, изменяющие гидродинамические свойства жидкостей, например, поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры.

Снижение гидравлических потерь изменением свойств охлаждающей жидкости — наилучший способ охлаждения двигателей.

Потери энергии входят во все гидравлические расчеты [3] и могут быть двух видов. Линейные гидравлические потери, выраженные в единицах высоты столба жидкости, определяются формулой Дарси—Вейсбаха, которая для круглых труб принимает вид [4]:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g},$$

где l — длина участка; d — диаметр трубы; υ — средняя скорость; λ — гидравлический коэффициент трения.

Сопротивления по длине потока в чистом виде имеют место при течении жидкости по цилиндрическим трубам или каналам с постоянной средней скоростью потока по длине.

Потери энергии, выраженные через давление, определяют по формуле [4]

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho \upsilon^2}{2}.$$

Здесь ρ — плотность жидкости; λ — гидравлический коэффициент трения, зависит от конфигурации граничных поверхностей и числа Рейнольдса, значения которого для систем охлаждения находятся в области доквадратичного и квадратичного сопротивлений. Для круглых труб рекомендуется формула Никурадзе [5] $\lambda = \dfrac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$.

Всевозможные входы, расширения, сужения трубопроводов, вентили, клапаны, местные гидравлические сопротивления обусловлены отклонениями от нормальной конфигурации потока. За нормальную конфигурацию принимают поток на прямолинейном участке трубопровода, удаленном от входа.

Для определения потерь напора, вызванных местными сопротивлениями, используют формулу Вейсбаха $h_м = \zeta_м \upsilon^2/(2g)$ или $\Delta p_м = \zeta_м \rho \upsilon^2/2$, где $\zeta_м$ — коэффициент, зависящий от числа Re и вида местного сопротивления. Движение жидкости в контуре охлаждения может осуществляться в режиме доквадратичного сопротивления ($\mathrm{Re} < 10^5$). Тогда $\zeta_м = \zeta_{кв} + \dfrac{A_1}{\mathrm{Re}}$, где $\zeta_{кв}$ — коэффициент местных сопротивлений в квадратичной области ($\mathrm{Re} > 10^5$); A_1 — постоянный коэффициент, зависит от формы местного сопротивления.

Ввиду сложных конфигураций каналов и местных сопротивлений в контурах систем охлаждения использование в расчетах классических зависимостей вызывает определенные трудности, так как коэффициенты и средние скорости потоков на отдельных участках неизвестны.

Определять гидравлические потери можно численным моделированием, проверяя полученные результаты экспериментально.

Гидравлические сопротивления различных теплообменных аппаратов зависят от их назначения и конструктивных особенностей:

	Δp, МПа
Радиатор водо-воздушный	0,005÷0,02
Охладитель наддувочного воздуха	0,01÷0,03
Водо-водяной охладитель	0,01÷0,05
Водомасляный охладитель	0,01÷0,05

Для численного моделирования выбран водомасляный холодильник двигателя ЯМЗ-840, представляющий собой рекуперативный теплообменный аппарат кожухотрубного типа. Охлаждающая жидкость течет внутри гладких трубок, которые снаружи омываются охлаждаемым маслом. По чертежу теплообменного аппарата была выполнена трехмерная модель трубного пучка (рис. 2, см. обложку).

Экспериментальные данные о входных и выходных температурах теплоносителей и их расходах использовали для определения полей перепадов давлений, используя пакет программ, реализующий метод конечных элементов (рис. 3, см. обложку).

Коэффициент гидравлического сопротивления в контуре охлаждения при переходном и турбулентном режимах течения в гладкой трубе определяется выражением [6]

$$\xi = [1{,}82 \lg(\mathrm{Re}_ж \mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_{см}) - 1{,}64]^{-2}.$$

Для определения значений числа Рейнольдса Re и числа Прандтля Pr использовали теплофизические показатели жидкостей и определяющие размеры трубопровода.

Для оценки влияния состава и свойств жидкости на гидравлические потери в зарубашечном про-

Рис. 4. Твердотельная модель полости охлаждения цилиндра с разбивкой на конечные элементы

странстве по рабочим чертежам гильзы цилиндров и блока двигателя ЯМЗ-841 была создана конечно-элементная модель полости охлаждения цилиндра (рис. 4).

Основным показателем жидкости, обусловливающим гидравлические потери, является кинематическая вязкость ν, входящая в число Re, которое, в свою очередь, определяет как гидравлический коэффициент λ трения, так и коэффициент $\zeta_м$ местного сопротивления и коэффициент ξ гидравлического сопротивления в гладких трубах. Базой для сравнения выбрана дистиллированная вода. В качестве присадок к охлаждающей воде использовали поверхностно-активное вещество (ПАВ), водорастворимый полимер полиакриламид (ПАА) и силикат натрия в малых концентрациях (до 0,3 % по массе).

В табл. 1 приведены значения кинематической вязкости исследуемых жидкостей и коэффициента относительного гидравлического сопротивления в гладких трубах: $\bar{\xi} = \dfrac{\xi_в}{\xi_{пр}}$ (где $\xi_в$ и $\xi_{пр}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления в гладких трубах соответственно для воды и жидкостей с присадками).

Численным моделированием с использованием трехмерных моделей установлены гидравлические потери при использовании различных охлаждающих жидкостей. Кроме вязкости жидкости задавали среднюю скорость теплоносителя в зарубашечном пространстве, равную 1 м/с, и температуру жидкости — 80 °С, т. е. характерные значения для систем охлаждения двигателей.

Значения гидравлических потерь использовали для расчета мощности, необходимой для привода насоса [4]:

$$N_{нр} = \frac{G_ж \Delta p}{\rho \eta_м \eta_г},$$

где $G_ж$ — расход охлаждающей жидкости; Δp — перепад давлений жидкости в зарубашечном пространстве; ρ — плотность жидкости; $\eta_м = 0{,}98$ — механический КПД насоса; $\eta_г = 0{,}75$ — гидравлический КПД насоса.

Значения гидравлических сопротивлений элементов контура охлаждения, абсолютных затрат мощности $N_н$ и относительных $\bar{N}_н = \dfrac{N_{н.в}}{N_{н.п}}$, где $N_{н.в}$ и $N_{н.п}$ — затраты мощностей на привод насоса при циркуляции соответственно воды и теплоносителя с присадкой для теплообменного аппарата и полостей охлаждения приведены соответственно в табл. 2 и 3.

Минимальное гидравлическое сопротивление в теплообмеон аппарате и зарубашечном пространстве двигателя обеспечивается при использовании ПАВ, что снижает кинематическую вязкость на 30 %, гидравлического сопротивления и затрат мощности на прокачивание жидкости на 24 % в полостях охлаждения и 3 % в теплообменном аппарате. С учетом снижения гидравлических сопротивлений во всех теплообменных аппаратах, входящих в замкнутый контур, а также в соединительных трубопроводах можно прогнозировать снижение суммарных затрат мощности на привод циркуляционного насоса при использовании ПАВ на 25—30 %.

Таблица 1

Теплоноситель	ν, сСт	$\bar{\xi}$
Дистиллированная вода	1,0	1,0
Вода + силикат натрия	0,92	0,992
Вода + ПАА	0,85	0,983
Вода + ПАВ	0,71	0,977

Таблица 2

Теплоноситель	Δp, кПа	$N_{нр}$, Вт	$\bar{N}_н$
Дистиллированная вода	9,22	1,51	1,0
Вода + силикат натрия	9,19	1,49	0,99
Вода + ПАА	9,11	1,48	0,98
Вода + ПАВ	8,97	1,45	0,97

Таблица 3

Теплоноситель	Δp, кПа	$N_{нр}$, Вт	$\bar{N}_н$
Дистиллированная вода	125	20,4	1,0
Вода + силикат натрия	118	19,2	0,94
Вода + ПАА	107	17,4	0,85
Вода + ПАВ	87	15,5	0,76

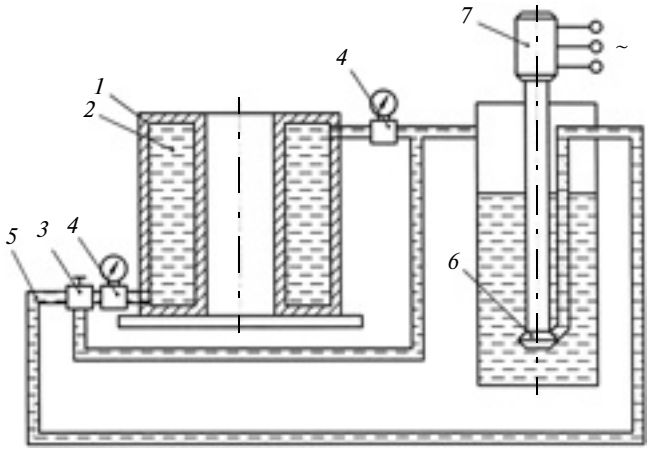


Рис. 5. Лабораторная установка:
1 — установка; *2* — внутренняя полость; *3* — дроссельная заслонка; *4* — манометр; *5* — трубопровод; *6* — циркуляционный насос; *7* — электродвигатель

Для проверки полученных результатов провели лабораторные исследования на экспериментальной установке, собранной на базе гильзы цилиндров двигателя ЯМЗ-841 (рис. 5).

Анализ результатов моделирования и экспериментальных исследований показал, что наилучшая сходимость наблюдалась для дистиллированной воды. Для жидкостей с присадками расхождение между результатами численного и лабораторного экспериментов значительнее — экспериментальное снижение затрат мощности больше расчетного. Это объясняется свойствами присадок с ПАВ и водорастворимыми полимерами, которые воздействуют на структуру и толщину пристеночного слоя жидкости, вызывая ламинеризацию пограничной области.

Полученные результаты подтвердили возможное направление в области энергосбережения в системах охлаждения энергетических установок и технологического оборудования — введение многофункциональных присадок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. А. Ивин и др. М.: Машиностроение, 1985 . 417 с.
2. **Исследование** влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. А. Ларин // Двигателестроение. 1996. № 1. С. 46—51.
3. **Бекнев В. С., Епифанов В. М., Леонтьев А. И.** Газовая динамика. Механика жидкости и газа / Под общей ред. А. И. Леонтьева. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 671 с.
4. **Теоретические** основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. М.: МЭИ, 2001. 564 с.
5. **Петриченко Р. М.** Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1975. 224 с.
6. **Бажан П. И., Каневец Г. В., Селиверстов В. М.** Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 342 с.

УДК 621.74:669.13

К. В. МАКАРЕНКО, канд. техн. наук (Брянский ГТУ),
e-mail: makkon1@yandex.ru

Модель технологических процессов получения изделий из чугунов с заданными свойствами

На основании системного анализа разработана модель процессов получения изделий из чугунов, в которой учтены факторы, влияющие на структурообразование, что позволяет получать изделия с заданными свойствами.

Ключевые слова: чугун, структурообразование, теория систем, управление, модель, процесс, оптимизация, свойства.

On the basis of a system analysis a model of the processes of obtaining of cast-iron details has been developed. The model takes into account the factors influencing on the structure formation, what enables to obtain the produce with desired properties.

Keywords: cast-iron, structure formation, systems theory, control, model, process, optimization, properties.

Основным способом получения изделий из чугунов в машиностроении традиционно является литье. Главная задача, решаемая при оптимизации литейной технологии, — получение годных изделий с заданными конструктором свойствами, которые, в свою очередь, определяются структурой материала. При таком подходе основной задачей технолога в литейном производстве является обеспечение требуемой структуры сплава. С учетом большого числа технологических операций, многообразия способов их реализации и сложной взаимосвязи отдельных факторов литейное производство можно отнести к сложно управляемым.

Многие исследователи, занимающиеся моделированием технологических процессов (ТП), идут путем сокращения факторов воздействия, что значительно упрощает задачу управления процессами структурообразования, но не решает ее полностью [1]. При этом оговариваются условия реализации данных моделей, которые имеют характерные огра-

ничения и могут быть использованы только для конкретного ТП со строго заданными интервалами исходных данных. Но это односторонний подход к решению проблемы прогнозирования развития процессов структурообразования, так как сокращение факторов не гарантирует их полного отсутствия в реальном производстве. Процессы структурообразования в чугунах являются стохастическими, и на основании только физики фазовых превращений невозможно построить адекватную модель, которая позволяла бы с большой точностью прогнозировать конечные структуры чугунов.

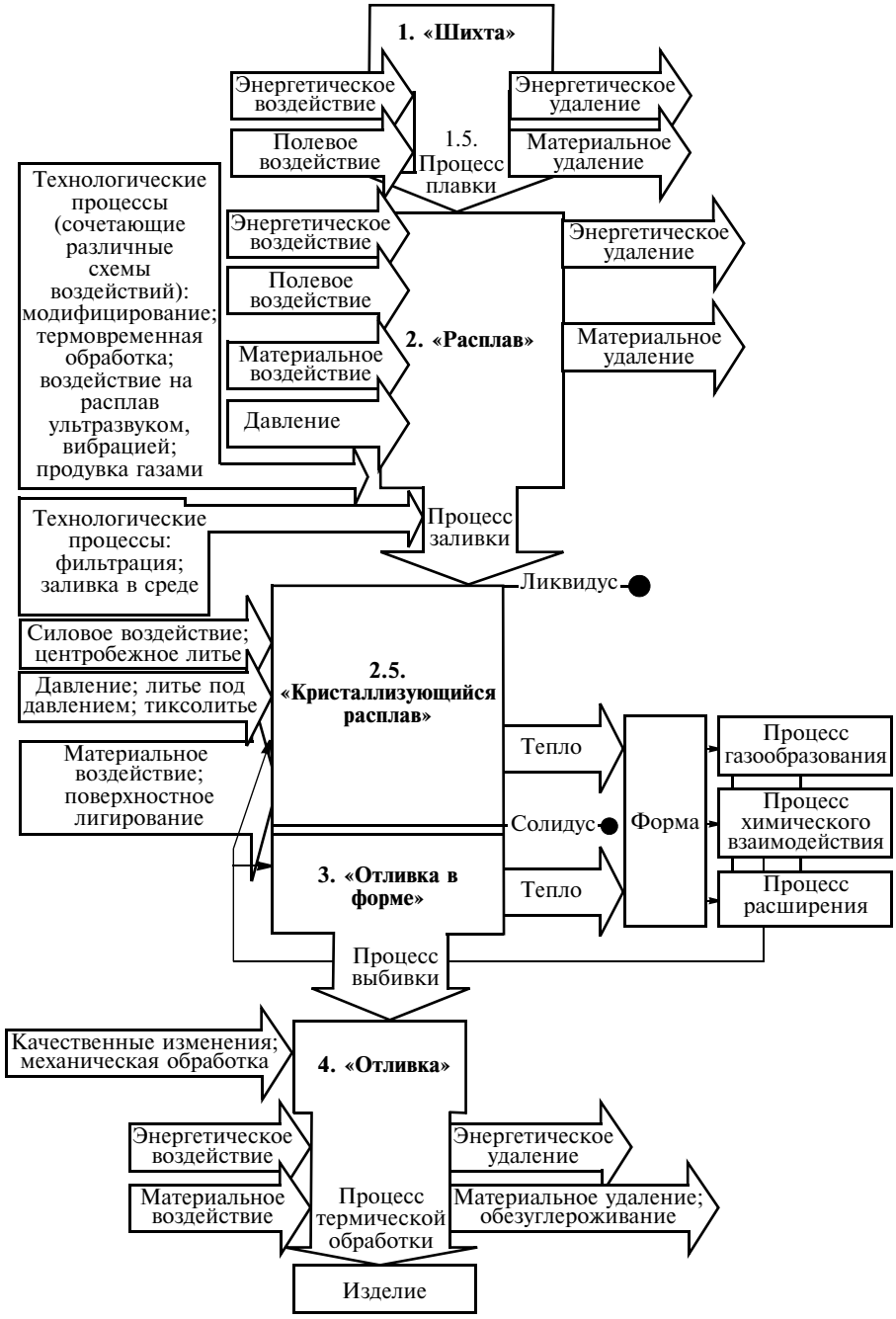
Решение задачи управления процессами структурообразования чугунов при получении изделий литьем или в случае последующей термической обработки (ТО) видится в применении гибких подходов теории систем.

Предлагаемая системная модель производства изделий из чугунов основана на комплексном анализе технологического процесса литья с использованием математико-логистических и теоретико-множественных методов. Такие методы рациональны при моделировании ТП, когда отсутствуют четкие математические зависимости, не позволяющие описать процессы детерминированными методами, а вероятностные модели имеют низкий уровень корреляции. Дополнительно в основу разработанной технологической модели положен математико-лингвистический метод, вот почему повышенное внимание при описании системы уделяется семантике.

При рассмотрении процессов, происходящих в системе, необходимо учитывать лишь те, которые являются контролируемыми (технологичными) и с помощью которых можно целенаправленно изменять процессы структурообразования в чугунах. При разработке эффективной стратегии важным является определение так называемых управляющих факторов, воздействие которых на систему приводит к качественным изменениям структуры чугунов.

Для выявления управляющих факторов и способов изменения структурообразования чугунов использовали разработанную системную модель "Чугун". Данная модель является динамичной, так как рассматривает изменения внутренних процессов системы в движении. Система рассматривается целенаправленно, с разбиением на отдельные этапы. Состояние отдельно описываемых изменений в системе определяется ее параметрами и характеристиками, а именно технологическим и агрегатным состояниями чугуна.

Системная модель "Чугун" представлена на рисунке. Модель в своем развитии проходит следующие основные технологические состояния: 1. "Шихта"; 2. "Расплав"; 3. "Отливка в форме"; 4. "Отливка" (или конечная деталь — изделие). Дополнительно в модель включено промежуточное состояние 2.5. "Кристаллизующийся расплав".



Каждое отдельное состояние системы имеет периоды возникновения и развития с характерными для него внутренними изменениями. При оценке внутренних процессов структурообразования период возникновения характеризуется образованием зародышей фаз, а развитие — их ростом.

Промежуточное состояние 1.5 "Процесс плавки" возникает при расплавлении шихты. Оно не играет особой роли в процессах формирования конечных структур, так как при этом происходит только качественное изменение агрегатного состояния металла. Однако исходное состояние шихтовых материалов может оказывать влияние на структурообразование чугунов через свойства шихты (химический и газовый состав, графитную фазу, тугоплавкие неметаллические и интерметаллические соединения и т. д.). Но эти свойства определяются характеристиками системы 1. "Шихта" и не зависят от процесса расплавления. Изменение свойств чугуна определяется условиями плавки, т. е. изменениями состояний систем 1.5. "Процесс плавки" и 2. "Расплав".

Состояние системы 4. "Отливка" является одним из основных; на этом этапе в чугуне формируется металлическая матрица, которая во многом определяет конечные свойства литого изделия, используемого без дополнительной ТО. Это состояние системы характеризует качественный переход, связанный с внешними изменениями чугуна (получением отливки заданной конфигурации).

Каждое состояние системы характеризуется определенными показателями, главным из которых является температура, определяющая в основном агрегатное состояние системы "Чугун" и структурные превращения, происходящие в сплаве. Фактически температура совместно с функцией времени обусловливает динамику развития модели.

Важной составляющей модели "Чугун" является понятие процесса. Так как система представляет собой динамическую модель, то необходимо внести ясность в понятие, отражающее сущность движения системы. Для его объяснения обратимся к семантике: под термином "процесс" в нашем случае понимается течение событий, которые являются результатом действия неких сил в системе или на систему.

Процессы, протекающие в модели, по своему действию могут быть разделены на две основные группы: внутренние и внешние. Внутренние процессы свойственны материалу и могут происходить на двух условных уровнях. Процессы макроуровня охватывают весь объем системы в данном состоянии — это тепловые процессы нагрева и охлаждения металла при ТО или в литейной форме, его кристаллизация и т. п. Они контролируются термокинетическими и термодинамическими параметрами. Процессы микроуровня происходят на уровне кристаллических решеток и перемещений отдельных групп атомов или их потоков, к ним относятся диффузия, ликвация, зарождение и рост фаз. Непосредственное управление процессами на внутреннем микроуровне современными способами реализовать затруднительно. Но в связи с тем, что процессы структурообразования неразрывно взаимосвязаны с явлениями, происходящими на макроуровне, необходимо использовать их при оптимизации ТП.

Устанавливая зависимости между внешними и внутренними процессами, можно эффективно управлять структурообразованием чугунов. Например, можно контролировать тепловые процессы и управлять ими. Воздействие на внутренний макроуровень системы "Чугун" в этом случае осуществляется с помощью внешних процессов. Для их описания обратимся к еще одному понятию теории систем — внешней среде. Под этим термином понимается окружение системы "Чугун" другими системами, такими как "Печь", "Форма", "Раствор солей", "Закалочная среда" и т. д. Внешняя среда нас интересует не сама по себе, а как неотделимая часть, взаимодействующая с системой "Чугун". Внешняя среда обладает собственными, такими же, как и отдельные состояния системы, индивидуальными параметрами и свойствами, которые накладывают ограничения на целый ряд внутренних процессов. Например, внешняя среда обладает свойством с той или иной скоростью отводить тепло от системы "Чугун". Управляя процессами воздействия и удаления тепла, можно изменять внутренние процессы структурообразования чугунов.

Процессы воздействия и удаления по своей сущности могут быть разными: энергетическими, материальными (ввод в систему "Чугун" легирующих или модифицирующих компонентов), полевыми (воздействие электромагнитных полей) и т. д.

С точки зрения ранее выдвинутого тезиса определения управляющих методов все процессы можно разделить на две группы: контролируемые и неконтролируемые. Контролируемые процессы определяются технологией получения отливок и их ТО. Их стандартизация и классификация определены ГОСТ 18169—86 "Процессы технологические литейного производства" и ГОСТ 14.301—83 "Общие правила разработки технологических процессов".

Большое значение в системной модели имеют процессы перехода, которые связывают отдельные состояния системы. Они выделены в отдельную группу неслучайно: помимо большого технологического значения эти процессы описывают динамику развития и прогресс в изменении состояний системы.

Переход из твердого состояния "Шихта" в жидкое "Расплав" называется плавкой. Последующий переход из состояния "Расплав" в состояние "Отливка в форме" именуется заливкой. При этом процесс перехода "Заливка"

не означает, что металл мгновенно изменяет свое агрегатное состояние, напротив, в систему специально введено переходное состояние 2.5. "Кристаллизующийся расплав" — жидко-твердое состояние. Это состояние — важнейшее в процессах структурообразования, так как именно в нем происходит первичная кристаллизация сплава [2].

Технологический процесс заливки литейных форм по ГОСТ 18169—86 подразумевает "заполнение литейной формы жидким металлом", таким образом, заливка по этому ГОСТу ближе к состоянию системы 2. "Расплав", плавка, напротив, заменяет переходное состояние 1.5 — получение жидкого металла из твердой шихты.

Следующий переход — выбивка — не является этапом изменения одного агрегатного состояния на другое, как в двух предыдущих случаях. Это, прежде всего, смена внешней среды. Фактически процесс выбивки подразумевает изменение внешних условий, он может происходить после завершения структурных превращений или в промежуточном состоянии, например до температур эвтектоидного превращения (технология "горячей выбивки").

Описание процессов структурообразования в чугунах было бы неполным без учета наиболее эффективного метода управления структурообразованием процесса перехода — термической обработки. Практически это целый комплекс технологических методов влияния на структуру изделия или готовую деталь, он имеет свои собственные процессы воздействия и удаления, в большинстве своем обусловленные изменением термокинетических параметров. Исключение составляют методы химико-термической и термомеханической обработки, они имеют не только энергетическую (нагрев и регулируемое охлаждение), но и материальную (диффузионную) и силовую составляющие. С другой стороны, в системе при термообработке происходят изменения внутренних напряжений и структурные процессы, поэтому правильно будет классифицировать процесс термообработки именно как процесс перехода.

Возвращаясь к характеристикам внешних процессов воздействия и удаления, необходимо отметить следующую важную закономерность их действия на систему, в результате их влияния изменяются внутренние параметры чугуна (температура, структура, химический состав). При этом внешние процессы (легирование, модифицирование и т. д.) оказывают влияние на внутренние (кристаллизация, структурообразование), что в совокупности с изменениями параметров, которые являются показателями внутренних процессов, влечет за собой необратимые изменения состояния системы "Чугун".

Разберем с позиций теории систем [3] структуру модели "Чугун". Входом в систему является химический состав исходных шихтовых материалов (X_i), который в значительной степени определяет дальнейшее развитие процессов структурообразования. Выходами системы (Y_j) являются всевозможные сочетания конечных структур, которые могут быть получены в чугунах: $Y_j \in Y$. На изменение взаимосвязи между входными и выходными параметрами оказывают влияние управляемые (M_k) и неуправляемые (U_e) факторы. Так как рассматриваемая система является динамической, то уравнение взаимосвязи между этими параметрами может быть представлено в виде:

$$Y_j(\tau) = F[X_i(\tau),\ M_k(\tau),\ U_e(\tau),\ \tau],$$

где τ — время.

В целом ТП получения изделий из чугуна с заданными структурами можно разработать, руководствуясь исходным химическим составом X_i и комплексом управляемых технологических факторов M_k. Сложность реализации модели заключается в установлении взаимосвязи между химическим составом чугуна, многочисленными технологическими параметрами и процессами структурообразования в чугунах.

Внутренние процессы, происходящие в системе "Чугун", в каждый момент времени можно описать функцией $P(\tau)$, которая определяет закономерность происходящих событий при структурообразовании чугуна. Под событием подразумевается всякое структурное изменение состояния системы "Чугун", которое можно оценить, сравнив развитие структурных превращений в различные моменты времени τ и $\tau + \varepsilon$ ($\varepsilon > 0$).

Изменения структуры происходят под воздействием факторов X_i, M_k, U_e и описываются фазовым составом R_s, а также размерно-топологическими параметрами D_l структуры сплава: $P(\tau) = f[R_s,\ D_l,\ \tau]$.

Фазовый состав R_s представлен синтезом различных фаз, которые присутствуют в определенный момент в системе "Чугун". Размерно-топологический фактор D_l [4] определяется характером взаимопроникновения фаз, их формой, степенью их дисперсности, относительным объемом, взаимной кристаллографической ориентацией фазовых выделений.

При таком подходе процесс структурообразования рассматривается как последовательное изменение в системе "Чугун" состояний $P(\tau) \to P(\tau + \varepsilon) \ldots \to P(\tau_K)$, где τ_K — конечный момент времени, определяющий образование заданных структур чугуна в готовом изделии. Разновидности возможных структурных состояний в модели "Чугун" реализуются в пространстве состояний $P(\tau) \in P$. В каждый момент времени и в любой точке объема чугуна, система под воздействием внешних факторов выбирает наиболее стабильное состояние из возможного пространства состояний (P), которое характеризуется абсолютным или относительным минимумом свободной энергии.

В общем случае для оценки развития медленно протекающих (диффузионных) процессов структурообразования в системе "Чу-

гун" может быть использовано уравнение Гиббса—Дюгема:

$$dG = -SdT + Vdp + \sum_i \mu_i dN_i,$$

где G — свободная энергия Гиббса; S — энтропия; T — температура; V — объем; p — давление; μ_i и N_i — химический потенциал i-го компонента и его молярная доля.

По уравнению Гиббса—Дюгема можно оценить влияние внешних факторов на фазовые превращения, протекающие в системе "Чугун", с учетом того, что процессы структурообразования будут самопроизвольно проходить в направлении, приводящем к уменьшению химического потенциала компонентов системы.

Под воздействием различных технологических факторов (M_k) и внешней среды (U_e) происходит изменение химического состава сплава на уровне процессов воздействия и удаления материи, что приводит к изменению начального состояния входных параметров $X_{i\tau_0}^{\tau_к}$ в интервале времени $\tau \in [\tau_0; \tau_к]$. На определенном этапе развития системы, когда средний химический состав сплава не будет кардинально изменяться, при структурных превращениях помимо перестройки кристаллической решетки или изменения агрегатного состояния происходит локальное изменение химического состава отдельных фаз сплава [5]. Такие изменения фактически являются началом образования зародышей и фазовых переходов, которые определяют развитие процессов структурообразования. В последующем при возникновении и росте фаз чугуна наблюдается перераспределение химических компонентов сплава.

Учитывая, что исходные шихтовые материалы представляют собой отдельные разрозненные элементы, даже отдаленно не позволяющие охарактеризовать конечную структуру чугуна, исходным для описания процессов структурообразования в дальнейшем будем считать момент образования состояния системы 2. "Расплав".

Для упрощения структуры модели и определения взаимосвязей при структурных переходах процесс структурообразования разбиваем на отдельные этапы, которые характеризуются дискретными интервалами времени с промежуточным значением τ_n, где n — условный номер состояния системы. В общем случае интервал времени действия отдельного этапа определят идентичные процессы структурообразования: первичная кристаллизация, эвтектическое или эвтектоидное превращение и т. д.

Важное влияние на внутренние процессы, происходящие в системе "Чугун", оказывает, по терминологии Н. Г. Гиршовича [6], "фактор времени", который является обобщающим параметром, объединяющим различные термокинетические показатели, сопровождающие процессы структурообразования. Для учета этого параметра в описание математической модели дополнительно вводится функция $f[T, \tau]$, которая характеризует теплообменные процессы между внешней средой и чугуном. С целью упрощения модельного представления в качестве базового критерия, определяющего термокинетические показатели системы, можно использовать скорость охлаждения (нагрева) $dT/d\tau$, которая к тому же является контролируемым параметром. Она влияет на такие важные показатели, как величина переохлаждения (перегрева) (ΔT), положение критических точек фазовых переходов и т. п., которые определяют развитие процессов структурообразования в чугунах. Для оценки влияния термокинетических параметров необходимо определить скорость охлаждения в момент τ_n действия очередного этапа системы.

С целью упрощения представим разработанную модель как систему без последствий, положение в пространстве состояний P которой в момент времени τ_n будет зависеть от начального состояния $P(\tau_0)$ без учета динамики развития внутренних процессов, предшествующих данному моменту. При таком подходе исследуется структура, характерная для времени τ_n, без учета процессов структурообразования, предшествующих ее образованию.

В таком случае процессы структурообразования в системе "Чугун" будут представлены определенным состоянием системы в каждом дискретном промежутке времени $[\tau_0; \tau_n]$ и описываться следующим уравнением состояния системы:

$$P(\tau_n) = S_P\left\{ X_{i\tau_0}^{\tau_n},\ P(\tau_0),\ \frac{dT}{d\tau},\ [\tau_0, \tau_n] \right\}, \quad (1)$$

где S_P — оператор перехода системы, который определяет выбор системы из множества состояний P, при ее переходе из состояния $P(\tau_0)$ в состояние $P(\tau_n)$ за время τ_n.

Такое рассмотрение позволяет охарактеризовать систему "Чугун" как состоящую из отдельных этапов, действующих в дискретный промежуток времени и обладающих своими структурными входами $X(\tau_n)$ и выходами $Y(\tau_n)$. При этом общее развитие процессов структурообразования будет складываться из суммы отдельных этапов зарождения, роста и последующего перехода в новое фазовое состояние, в каждой отдельной единице объема существования системы. При таком подходе выходы из одного состояния системы будут являться входами в другое состояние за время $\tau_{n+\varepsilon}$:

$$Y(\tau_n) = F\{P(\tau_n), [\tau_n, \tau_{n+\varepsilon}]\} \approx \approx X(\tau_{n+\varepsilon}), \quad (2)$$

где F — оператор выхода—входа, характеризующий зависимость изменения исходного структурного состояния $P(\tau_n)$ чугуна за период длительности очередного этапа; ε, $X(\tau_{n+\varepsilon})$ — входные параметры, определяющие структуру чугуна для следующего этапа развития системы.

С учетом происходящих в системе стохастических явлений операторы переходов и выходов в уравнениях (1) и (2) заменяются случайными операторами S'_P и F':

$$P(\tau_n) = S'_P \left\{ X_{i\tau_0}^{\tau_n},\ E_X(\tau_n),\ P(\tau_0,\ E_0),\ \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\tau},\ [\tau_0,\ \tau_n] \right\}, \quad (3)$$

$$Y(\tau_n) = F'\{P(\tau_n),\ E_Y(\tau_n),\ [\tau_n,\ \tau_{n+\varepsilon}]\}, \quad (4)$$

где E_X, E_Y, E_0 — случайные события, оказывающие влияние на внутренние состояния и процесс формирования конечной структуры. При этом E_0 характеризует неоднозначность состояния расплава (наличие тугоплавких включений и флуктуаций концентрации и состава, а также неконтролируемых примесей и газов), E_X — отклонение от заданного исходного химического состава, E_Y — возможные дефекты в конечной структуре чугуна, которые не позволяют обеспечить требуемый уровень свойств изделия. Дополнительно в уравнении (4) могут быть учтены случайные события, связанные с воздействием неуправляемых факторов E_U, однако включение в расчеты этого параметра приводит к значительному усложнению системной модели.

При рассмотрении процессов перехода в модели "Чугун" было указано, что они связывают отдельные состояния системы (при математическом описании переходы происходят постоянно, при этом система под воздействием внешних факторов совершает движение из одного состояния в другое). С точки зрения разработки эффективной стратегии управления необходимо чтобы каждое последующее движение, обусловленное процессами воздействия, приближало систему к оптимально заданной конечной структуре $Y(\tau_к)$:

$$\lim_{\tau \to \tau_к} P(\tau) = Y(\tau_к). \quad (5)$$

В связи с этим условие (5) — конечное уравнение, определяющее системную модель процессов структурообразования чугуна, будет иметь вид:

$$P(\tau_к) = S'_P \left\{ X_{i\tau_n}^{\tau_к} S'_P \left\{ X_{i\tau_0}^{\tau_к},\ E_X(\tau_n),\ P(\tau_0,\ E_0),\ \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\tau},\ [\tau_0,\ \tau_n] \right\} [\tau_n,\ \tau_к] \right\}; \quad (6)$$

$$Y(\tau_к) = F' \left\{ X_{i\tau_n}^{\tau_к} F'\{P(\tau_0),\ E_Y(\tau_n),\ [\tau_0,\ \tau_n]\}[\tau_n,\ \tau_к] \right\}. \quad (7)$$

Зависимости (6) и (7) являются общесистемными уравнениями. Функционирование системной модели процессов структурообразования в чугунах обеспечивается следующими параметрами: общей длительностью процессов формирования структуры $[\tau_0;\ \tau_к]$ и отдельных ее этапов τ_n (кристаллизации, превращений в твердом состоянии), термокинетическими параметрами, входным химическим составом чугуна и закономерностями переходных процессов. При этом необходимо учитывать влияние факторов воздействия и возникновения случайных процессов на отдельных этапах формирования структуры.

Важной характеристикой разработанной модели являются параметры оценки конечной (выходной) структуры, представленной множеством Y. На этом этапе важно определить структурные параметры, оказывающие наиболее существенное влияние на свойства изделий, и разработать методику их измерения.

Эффективность стратегии управления процессами структурообразования для получения рационально-структурированных чугунов определяется оптимизацией технологических методов воздействия, влияющих на состояние системы, теплофизическими процессами взаимодействия с внешней средой и химическим составом сплава.

Выводы

1. Разработана системная модель, описывающая технологические процессы получения изделий из чугунов с заданными свойствами и структурой.

2. Классифицированы процессы, действующие в системе по степени их влияния на структурообразование чугунов.

3. Проведен математико-логистический анализ разработанной системной модели, на основании которого определены факторы, оказывающие наиболее значительное влияние на развитие процессов структурообразования в чугунах.

4. Определены общие подходы к разработке эффективных стратегий управления процессами структурообразования при разработке технологий производства чугунных изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кабалдин Ю. Г., Муравьев С. Н.** Информационная модель структурообразования и усталостного разрушения металлических материалов // Вестник машиностроения. 2007. № 8. С. 46—50.

2. **Математическое** моделирование процесса кристаллизации металлических расплавов после обработки внешним воздействием / В. Б. Деев, И. Ф. Селянин, С. П. Мочалов и др. // Заготовительные производства в машиностроении. 2009. № 10. С. 3—5.

3. **Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н.** Метод эволюционного синтеза сложных технических объектов с использованием экспертных знаний // Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 65—73.

4. **Прохоров Н. Н.** Физические процессы в металлах при сварке. В 2 т. Т. 2. Внутренние напряжения, деформации и фазовые превращения. М.: Металлургия, 1976. 600 с.

5. **Гараев М. Д., Мамедов А. Т.** Влияние экономного легирования на структуру и микроликвацию высокопрочного чугуна // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 71—73.

6. **Гиршович Н. Г.** Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 562 с.

УДК 622.233:622

Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ, д-р. техн. наук, П. Н. ЛАСТОВСКИЙ (Омский ГТУ, г. Омск)

Компенсация износа резца при токарной обработке тонкостенных деталей вращения

Рассматривается компенсация износа токарного инструмента при обработке тонкостенных деталей. Предлагаемая система автоматизированного управления подачей токарного резца позволяет уменьшить изнашивание инструмента и повысить точность обработки.

Ключевые слова: изнашивание инструмента, система автоматизированного управления, тонкостенная деталь вращения.

We consider the wear compensation of the turning tool in the machining of thin-walled details. The proposed automated control system of the lathe tool feed can reduce the tool wearing and improve the working accuracy.

Keywords: tool wearing, automated control system, thin-walled detail of rotation.

При токарной обработке тонкостенных деталей вращения, особенно из высокопрочных сплавов, наблюдается прогрессирующий износ формообразующего инструмента в результате трения его контактных поверхностей о стружку и обрабатываемую поверхность детали. При токарной обработке имеет место износ по задней грани (рис. 1, *б*). Следствием этого является как бы отдаление режущей кромки на величину h_r от обрабатываемой поверхности. Одновременный износ по задней и передней поверхностям инструмента наблюдается при обработке тонкостенных деталей при малых подачах по отношению к размерному износу (рис. 1, *а*). Износ только по передней поверхности практически отсутствует.

Износ, вызываемый трением, происходит в процессе обработки непрерывно. Его величину в первом приближении при неизменных условиях можно считать прямо пропорциональной времени резания или прямо пропорциональной пути резания. Износ можно также представить как функцию обрабатываемой поверхности в квадратных метрах или как функцию силы резания.

Величину размерного износа принято измерять точными инструментами по нормали к обрабатываемой поверхности. Размерный износ h_r при постоянных условиях может быть выражен линейными зависимостями: $h_r = aT$; $h_r = bL$; $h = cF$; $h = dP$, где a, b, c и d — постоянные для заданных условий обработки данных материалов детали и инструмента; T — время обработки; L — путь резания; F — площадь обработанной поверхности; P_y — сила резания.

Наиболее удобно выражать размерный износ в функции пути резания. В этом случае величину пути L можно легко вычислить, зная размеры обрабатываемой поверхности и режимы резания: $L = \pi dl/(1000s)$, где d — диаметр детали вращения; l — длина детали вращения; s — путь, пройденный инструментом в металле заготовки.

Величину L можно также выразить через скорость резания v и время T обработки: $L = vT$.

Определение размерного износа h_r напрямую связано с прогнозированием погрешности обработки от износа инструмента. Изучение размерного износа при чистовой обработке [1] показало, что он не подчиняется строго линейному закону (рис. 2).

Согласно проведенным исследованиям [2], размерный износ при точении тонкостенных деталей можно определить по формуле $h_r = h_{r\,\text{нач}} + h_{r\,\text{о}}\dfrac{\pi dl}{s}$, где $h_{r\,\text{нач}}$ — начальный размерный износ; $h_{r\,\text{о}}$ — относительный размерный износ.

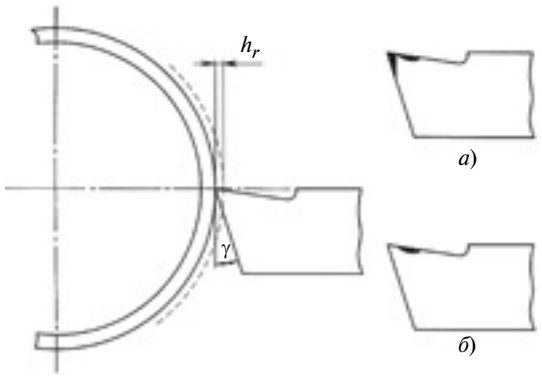


Рис. 1. Схема токарной обработки и износ режущего инструмента по передней и задней граням (*а*) и по передней грани (*б*):
γ — угол заточки инструмента

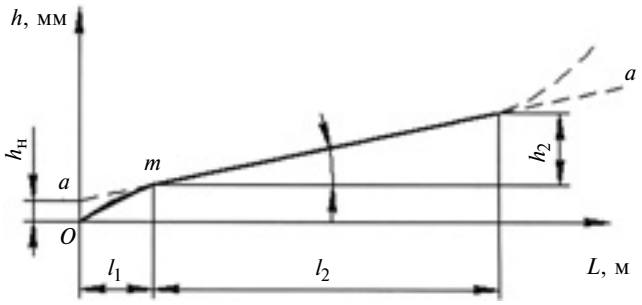


Рис. 2. Зависимость износа формообразующего инструмента от пути резания:
$h_н$ и h_2 — начальный и конечный размерный износ; *а—а* — начало линейного участка зависимости износа; штриховые линии — нелинейные участки зависимости износа (крайне сложно учитываемые); l_2 — участок гарантированного линейного износа

На основании проведенных авторами экспериментальных исследований получены значения начального и относительного размерного износа для разных обрабатываемых материалов и марок пластин режущего инструмента (таблица).

Управление погрешностями обработки тонкостенных деталей, возникающими в результате износа инструмента, принято выполнять с использованием принципа управления по отклонению (принципа Ползунова—Уатта).

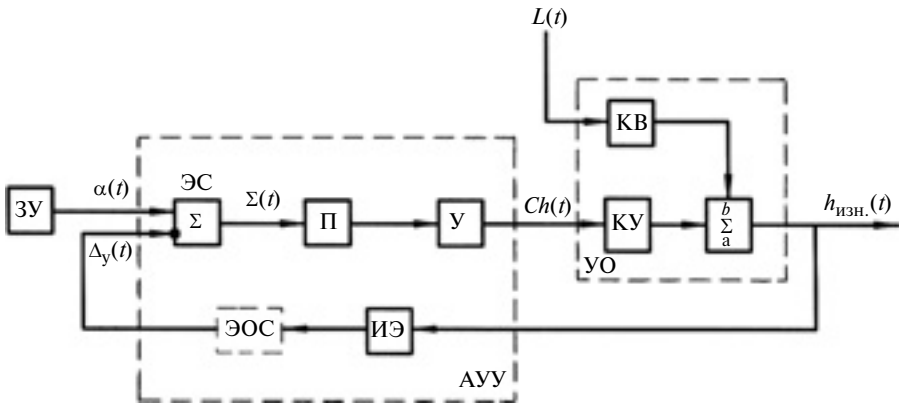


Рис. 3. Функциональная схема САУ с принципом управления по отклонению

Метод обработки	Обрабатываемый материал	Материал режущего инструмента	Режим резания			Начальный износ h_r, мкм	h_o, мкм/км
			t, мм	S, мм/об	v, м/мин		
Чистовое точение	Сталь легированная, термически обработанная	Т15К6 Т30К4	⩽2 ⩽2	⩽0,3 ⩽0,3	100 150	13 7	10 6
	Сталь легированная, термически обработанная	Т60К6 Т30К4 Т15К6 Т15К10 ВК3 ВК4 ВК9 ВК11	0,5	0,20	130	2 2 4 6 6 5 10 10	2 3,5 8,5 12 9,5 30 65 140
	Серый чугун	ВК3 ВК4 ВК8	0,5	0,20	90	5 3 5	19 8,5 19
	Легированный чугун	ВК3	0,5	0,1	90 120 240	4 6 25	2,5 3,5 11
	Сталь 45	Т60К6 Т30К4А Т30К4 Т15К6Т	0,3	0,1	480	3 4 4 5	2,5 3 2,8 20
	Сталь 40	Э4260	0,5	0,18	80	10	65
	Сталь 35	ЦМ-332	1,0	0,48	200	–	0,5
	Хромоникельмолибденовая сталь	ЦМ-332	1,0	0,48	200	–	12
	Титановый сплав	ВК3 ВК4 ВК8	0,05	0,10	50	9 14 12	25 29 20
Тонкое точение	Серый чугун	ВК8	0,5	0,1	100 120 140	4 5 6	13 18 35
	Титановый сплав	Т60К6	0,05	0,10	50	12	27
Тонкое растачивание	Закаленный чугун	ЦМ-332 ВК2 ВК3	0,3 0,3 0,3	0,17 0,17 0,17	105 105 105	10 20 10	9 16 12
	Титановый сплав	Т60К6	0,02	0,05	80	15	24

Функциональная схема системы автоматического управления по отклонению приведена на рис. 3.

Требуемое значение управляемой величины $\Delta_{у.тр}(t)$ определяется задающим воздействием $\alpha(t)$, поступающим от задающего устройства (ЗУ). В частном случае $\alpha(t) = \Delta_{у.тр}(t)$. Отклонение управляемой величины $h_{изн}(t)$ от требуемого значения может быть вызвано перемещением инструмента в направлении, противоположном силе резания P_y, или изменением задающего воздействия $\alpha(t)$ путем формирования управляющего сигнала от (ЗУ). Чтобы уменьшить или устранить это отклонение, нужно выработать соответствующее управляющее воздействие $Ch(t)$ и подать его на вход управляемого объекта (УО). Управляющее воздействие при использовании принципа управления по отклонению вырабатывается в результате преобразования отклонения $\varepsilon_y(t)$ управляемой величины от требуемого значения.

Принцип управления по отклонению состоит в том, что измеряется управляемая величина размерного износа. Далее она сравнивается с требуемым значением (задающим воздействием) и выявляющееся при этом отклонение преобразуется в управляющее воздействие, которое, влияя на режимы резания, стремится уменьшить или устранить это отклонение.

В состав САУ (см. рис. 3) входят следующие элементы.

Измерительный элемент (ИЭ), который подключается к выходу УО и измеряет управляемую величину $h_{изн}(t)$. Измеренное значение $g_0(t)$ этой величины подается на элемент сравнения. На практике измерительный инструмент представляет собой датчик коррекции.

Элемент сравнения (ЭС), который сравнивает измеренное значение $g_0(t)$ с задающим воздействием $\alpha(t)$ и определяет отклонение (сигнал рассогласования) между ними: $\varepsilon_y(t) = \alpha(t) - g_0(t)$. Инвертирующий вход элемента сравнения означает, что сигнал $g_0(t)$ вычитается.

Преобразователь (П), в котором при соответствующем преобразовании отклонения формируется управляющее воздействие. В простейшем случае управляющее воздействие может быть величиной, пропорциональной отклонению. В общем случае алгоритм управления является более сложной функцией, предусматривающей введение в управляющее воздействие как производных, так и интегралов от отклонения. Преобразователь выполняется в виде разного рода корректирующих устройств. В зависимости от степени сложности необходимого преобразования сигнала рассогласования корректирующее устройство может быть либо простейшей электрической цепью, либо сравнительно сложным электронным вычислительным устройством.

Усилитель (У), усиливающий выходную величину преобразователя до значения, достаточного для поддержания требуемого режима работы объекта.

Управляемый объект (УО), в котором происходит процесс, подлежащий управлению.

Измерительный элемент, элемент сравнения, преобразователь и усилитель образуют автоматическое управляющее устройство (АУУ), которое, измеряя отклонение $\varepsilon_y(t)$ и соответствующим образом преобразуя его, вырабатывает управляющее воздействие $Ch(t)$. Последнее, будучи приложено к УО, изменяет управляемую величину таким образом, что отклонение $\varepsilon_y(t)$ уменьшается.

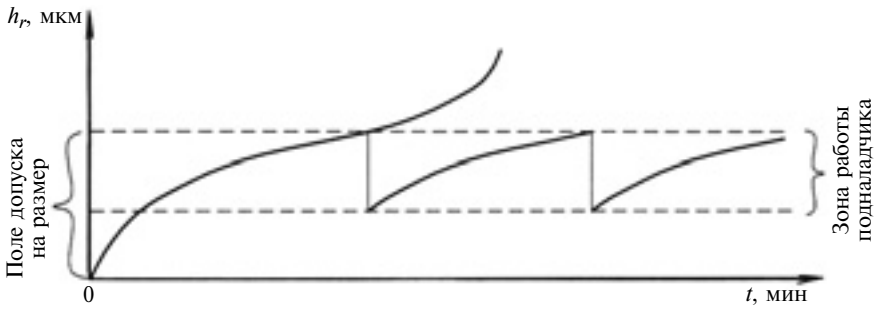


Рис. 4. Влияние размерного износа инструмента на точность обработки при применении автоматического подналадчика

Алгоритм управления САУ имеет вид $Ch(t) = f[\varepsilon_y(t)]$, т. е. управляющее воздействие является функцией отклонения $\varepsilon_y(t)$ управляемой величины.

Измерительный элемент, который измеряет управляемую величину на выходе объекта и подает ее на элемент сравнения (вход системы), образует главную обратную связь системы. Иногда в цепь главной обратной связи наряду с ИЭ включаются элементы обратной связи (ЭОС), осуществляющие усиление или необходимое преобразование управляемой величины. Сигнал, поступающий с выхода главной обратной связи на вход (элемент сравнения) системы, называется сигналом главной обратной связи, а разность между задающим воздействием и сигналом главной обратной связи называется сигналом ошибки. Поскольку основной особенностью систем с принципом управления по отклонению является наличие обратной связи, этот принцип называют также принципом обратной связи. Так как в САУ с принципом управления по отклонению управляемая величина через главную обратную связь поступает на элемент сравнения (на вход системы), то система является замкнутой, процесс управления в которой зависит от его результатов.

Применение автоматических подналадчиков в значительной мере уменьшает влияние размерного износа формообразующего инструмента на точность обработки. На рис. 4 приведена кривая, характеризующая протекание размерного износа h без использования подналадчика в зависимости от времени t или пути L резания. Если размер обрабатываемой детали выходит за пределы допуска, то подналадчик корректирует положение режущего инструмента. Пилообразные линии отражают изменение h при работе подналадчика.

Прогрессирующий износ и затупление режущего инструмента вызывают не только смещение его режущей кромки относительно обрабатываемой заготовки, в результате чего происходит приращение выполняемого размера, но и увеличение радиальной составляющей силы резания. За период стойкости инструмента сила P_y может возрасти на несколько десятков процентов от ее первоначального значения. По данным работы [1], при предварительном обтачивании и растачивании стали

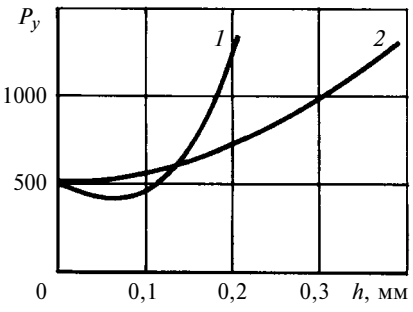


Рис. 5. Зависимость усилия резания от износа инструмента по задней грани

УДК 532.62

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), e-mail: Cirinov@mail.ru

Метод упрочнения многослойного покрытия деталей машин

Рассмотрен прибор с горизонтальным расположением капилляра и методика проведения эксперимента, по результатом которого разработана методика получения покрытия с многослойной структурой из расплавленного материала.

Ключевые слова: тонкие слои, адгезия, расход, идеальный кристалл, число Рейнольдса.

An instrument with a horizontal location of a capillary and the experiment procedure have been considered, which resulted in a technique for producing of coating with a multilayer structure from the molten material.

Keywords: thin layers, adhesion, flow, an ideal crystal, Reynolds number.

При нанесении покрытия на деталь используется метод осаждения пара на твердую поверхность — мишень, которую предварительно переводят в парообразное состояние испарением в катодных пятнах вакуумной дуги или распылением ионной бомбардировкой в тлеющем разряде. Недостатком испарения является то, что поток металлической плазмы содержит микроскопические жидкие капли испаряемого материала. При распылении одной из основных проблем является транспортировка пара до покрываемой поверхности [1]. Кроме того, исследование многослойного покрытия с нанометровой толщиной слоев сдерживается сложностью методик вакуумного напыления, требующих дорогого и сложного оборудования. В качестве альтернативной технологии изготовления многослойных металлических систем получили применение методы химического и электрохимического нанесения слоев из растворов [2].

Искусственно или естественно упорядоченная система частиц нанометрических размеров способствует возникновению у некоторых веществ ранее неизвестных механических, химических, электрофизических и других свойств, проявляющихся в виде квантово-размерных, синергетически-кооперативных и других эффектов. Следствием наноразмерных эффектов упорядочения являются сверхпрочность, сверхпластичность, низкие изнашивание и трение и т. д. [3]. Поэтому разработка методики упорядочения частиц многослойного покрытия (пленки), в результате чего получается более компактная упаковка слоев, становится весьма актуальной.

Цель данной работы — разработка метода получения многослойного покрытия с компактной упаковкой слоев и его экспериментальная реализация.

Постановка задачи

Для получения тонкой пленки с совершенной структурой, состоящей из множества слоев, при использовании методов электронно-лучевого напыления, магнетронного распыления, осаждения из коллоидных растворов или при химическом и электрохимическом нанесении слоев из растворов необходимо осуществлять "притирающее" воздействие на молекулярно-шероховатую поверхность пленки, в результате чего можно получить более компактную упаковку слоев. Например, хаотичная бомбардировка микрочастицами или каплями расплавленного материала поверхности наращиваемой пленки образует на ней поочередно слои с неровными поверхностями. Данный неконтролируемый процесс приводит к формированию неоднородной микроструктуры пленки. Кроме того, небольшой раз-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 61)

сила P_y может возрасти на 40 %, а серого чугуна — на 200 % (рис. 5). При чистовой токарной обработке указанных материалов увеличение P_y составляет соответственно 40 и 80 %.

Расчеты показывают, что при больших значениях силы резания, пониженной жесткости технологической системы и повышенном износе формообразующего инструмента погрешности обработки, вызванные возрастанием радиальной составляющей силы резания, могут быть сопоставимы по величине с погрешностями в результате размерного износа инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хрущев М. М., Бабичев М. А.** Исследования изнашивания металлов. М.: Машиностроение, 1998. 435 с.

2. **Иващенко Н. Н.** Автоматическое регулирование. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 608 с.

3. **Пудов А. В.** Оптимизация режимов резания при обработке на станках с ЧПУ с целью повышения точности размеров и формы деталей в процессе точения [Электронный ресурс]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01. Процессы механической и физико-технической обработки, станки и инструмент; 05.02.08. Технология машиностроения / А. В. Пудов; Рыбинская гос. авиац.-технол. акад. Рыбинск, 2000. 254 с. Электрон. версия печ. публикации (подгот. РГБ "Русский курьер"). С. 176—254.

мер вакуумных камер газоразрядных устройств затрудняет использование дополнительных средств, необходимых для искусственного упорядочения структуры покрытия.

Структуру покрытия можно упорядочить, используя проявление латентного периода ориентации молекул смазочной жидкости на неподвижной твердой поверхности по направлению перемещения другой твердой поверхности в результате "притирающего" воздействия последней на частицы смазочного материала [4, 5]. В работе [5] отмечена способность "очень многих веществ образовывать кристаллически правильные слои на поверхности твердого тела под действием небольших давлений и легкого притирания". В работах [4, 6] это явление объяснено следующим образом. В течение некоторого времени после начала трения (латентный период ориентации молекул смазочного материала зависит от движения среды [5]) происходит ориентационное упорядочение структуры смазочного (граничного) слоя, которое характеризуется усилением межмолекулярных связей. Это приводит к увеличению "сдвиговой прочности" граничного слоя пропорционально приложенному давлению и способствует образованию "масляного клина", так как достаточная "сдвиговая прочность" граничного слоя препятствует выдавливанию смазочного материала из зоны трения. При этом молекулы смазочного материала, ориентированные в направлении перемещения, обеспечивают легкость скольжения трущихся деталей относительно друг друга. Увеличение "сдвиговой прочности" граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости удалось использовать [4, 6, 7] для образования пристенного слоя, представляющего собой многослойную пленку, толщина которой определяется множеством последовательно сформированных слоев. Для этого использовали способность потока жидкости оказывать "притирающее" усилие на граничный слой вязкой несжимаемой жидкости (при этом частицы граничного слоя направлены в сторону обтекания и закреплены силами адгезии микрочастиц поверхности твердого тела). Т. е. способность касательной составляющей силы динамического давления потока разглаживать молекулярно-шероховатую поверхность граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости.

Исходя из этого можно предположить, что одним из способов получения тонкой пленки с упорядоченной структурой может оказаться ее выращивание из расплавленного материала, текущего по охлаждаемой подложке в режиме особого вида ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости (наблюдается в капиллярных трубках), характерные особенности которого описаны в работах [3, 4, 6, 7]. Поэтому необходимы экспериментальные исследования и теоретические обоснования результатов, подтверждающих возможность реализации метода упрочнения тонкой пленки с использованием этого вида течения.

Методика экспериментального исследования

Согласно теории изотермической гидромеханики вязкой несжимаемой жидкости при постановке эксперимента в качестве модели расплавленного материала используют воду при атмосферном давлении и нормальной температуре [8, с. 134]. Кроме того, в соответствии с работой [9] требуется обеспечить равномерное течение, которое можно создать в горизонтально расположенном капилляре. В результате из рассмотрения исключаются силы тяжести и конвективные составляющие сил инерции, затрудняющие анализ.

С учетом этого был изготовлен прибор (рис. 1) с горизонтально расположенным капилляром [10].

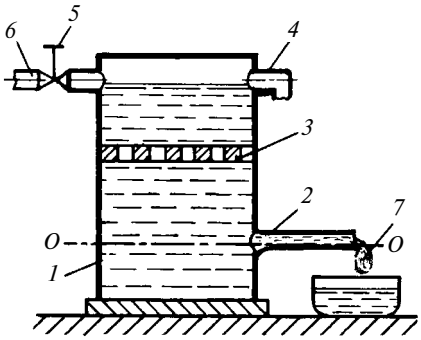


Рис. 1. Схема прибора для определения силы адгезии жидкости и твердого тела

Для обеспечения равномерного течения поддерживали постоянный уровень жидкости в напорном сосуде *1*, объем которой составлял ≈2 л. Постоянство уровня жидкости обеспечивалось наличием сливной трубки *4* и регулированием вентилем *5* ее расхода через трубку *6*. Решетку *3* с отверстиями 1 × 1 мм для гашения случайных возмущений, создаваемых потоком, устанавливали выше расположения капилляра. Диаметр сосуда *1* во много раз превышал диаметр капилляра *2*, равный 0,2 мм (для поддержания постоянного перепада давления). Длина капилляра — *2* см. Жидкость, находящаяся ниже уровня *0—0* капиллярной трубки, выполняет задачу гравитационного уловителя от случайных примесей.

Динамическому давлению потока противодействуют силы внутреннего трения между слоями жидкости, силы адгезии частиц потока с микрочастицами стенки капилляра, сила поверхностного натяжения, которые совместно формируют сферу капли *7* на конце капилляра. Капля отрывается в тот момент, когда ее вес становится равным или превышает на бесконечно малую величину силу поверхностного натяжения, удерживающую каплю. Такое взаимодействие сил, имеющих постоянное значение при одинаковых условиях проведения опыта, обеспечивает постоянство объема капли с течением времени, вполне удовлетворительное для

количественной оценки уменьшения просвета капилляра в случае микроскопического увеличения толщины неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости. Другими словами, измерение времени наполнения мерного сосуда постоянного и малого объема — капли, позволяет определить уменьшение объемного расхода в долях микролитра, что, в свою очередь, позволяет регистрировать увеличение толщины неподвижного граничного слоя на стенке капилляра на величину, соответствующую толщине нескольких слоев.

Правомерность такого представления подтверждает работа [11], в которой показано, что метод взвешивания капель является довольно точным при определении поверхностной свободной энергии. Однако систематическая методическая погрешность от фактора механической нестабильности — цилиндрической шейки, образующейся на последней стадии формирования сферы капли, устраняется при условии ее медленного увеличения. Это связано с тем, что сила поверхностного натяжения, противодействующая разрыву шейки, с ростом капли становится меньше импульса силы динамического давления потока. Преждевременный разрыв шейки предотвращается увеличением времени формирования сферы. Например, если сфера капли формируется в течение 60 с, то погрешность измерения составляет всего 0,2 %. При устранении методических и инструментальных погрешностей точность определения поверхностного натяжения этим методом достигает 0,1 %.

Для определения влияния на результаты опытов материала капилляра использовали капилляры из пирексового стекла и коррозионно-стойкой стали. Опыты проводили с дистиллированной и бидистиллированной водой.

Из-за необходимости обеспечения одних и тех же контролируемых условий проведения опытов, а также из-за малых значений сил притяжения межмолекулярного взаимодействия молекул потока и молекул неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости в капилляре измерения времени формирования сферы капли необходимо проводить в термостатируемой камере, вдали от транспортных магистралей, создающих механические возмущения.

Измерение времени наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости

Используя прибор (см. рис. 1) для определения силы адгезии жидкости и твердого тела, из которого через капиллярную трубку каплями вытекает бидистиллированная вода, время наполнения мерного сосуда постоянного и малого объема (формирования сферы капли) измеряли секундомером (диапазон измерения 0÷30 мин, цена деления 0,2 с, абсолютная инструментальная погрешность ±1 с за 30 мин).

Обозначим время формирования сферы капли в начале эксперимента t_n. Этот период характеризуется отсутствием увеличения толщины неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости на стенке капилляра, т. е. не уменьшается просвет капилляра и остается постоянным объемный расход жидкости. Данные, полученные при измерении времени t_n в точке ξ (рис. 2), — начало процесса увеличения толщины граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости на стенке капилляра — приведены в таблице. Их анализ показал, что среднее арифметическое значение $\langle t_n \rangle \approx 46{,}08$ с.

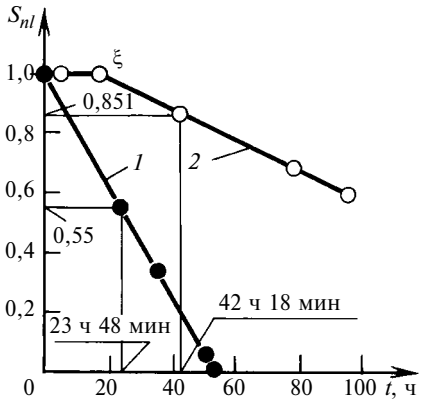


Рис. 2. Зависимости относительной площади S_{nL} эффективного сечения капилляра от времени t при мультимолекулярных наслоениях на стенке капилляра из коррозионно-стойкой стали (*1*) и пирексового стекла (*2*)

Номер измерения	t_n, с	$\lvert t_n - \langle t_n \rangle \rvert$, с	$(t_n - \langle t_n \rangle)^2$, с^2
1	46,4	0,32	0,1024
2	46,2	0,12	0,0144
3	45,8	0,28	0,0784
4	45,8	0,28	0,0784
5	46,2	0,12	0,0144

Если систематическими погрешностями можно пренебречь, а случайные погрешности подчиняются распределению Гаусса, то при числе измерений $n = 5$ с надежностью, равной ≈2/3, можно принять, что абсолютная погрешность равна стандартной (среднеквадратичной) погрешности [12, с. 582]:

$$\delta t_n = \sqrt{\frac{\sum_1^n (t_n - \langle t_n \rangle)^2}{n(n-1)}} \approx 0{,}12 \text{ с}.$$

Из таблицы коэффициентов Стьюдента находим для пяти измерений с надежностью, равной ≈2/3, коэффициент 1,2. Тогда $\langle t_n \rangle = (46{,}08 \pm 0{,}14)$ с.

Полагая, что погрешность, вносимая секундомером, равна ±0,5 цены наименьшего деления его шкалы (0,1 с), найдем стандартную погрешность измерения t_n [12, с. 585]: $\delta t_n = \sqrt{(0{,}14)^2 + (0{,}1)^2}$ с ≈ 0,2 с. В результате получим: $t_n = (46{,}1 \pm 0{,}2)$ с. При этом относительная погрешность измерения t_n составит $\varepsilon = 0{,}2 \cdot 100/46{,}1 \approx 0{,}4$ %.

Для определения расхода в точке ξ (см. рис .2) в работах [7, 9] использовался метод взвешивания капель [11, с. 22—24], по-

зволяющий достаточно точно найти вес одной капли. В результате вес одной капли воды составил (46,0 ± 0,1) мг, при ее объеме (46,0 ± 0,1) мкл. Таким образом, согласно работам [6, 7, 9] при расходе, равном ≈1 мкл/с, ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости переходит в другой вид течения, характеризуемый процессом укладки частиц потока в виде толстой неподвижной пленки, состоящей из упорядоченных мультимолекулярных слоев.

В работах [6, 7, 9] предполагалось, что из-за микроскопического размера молекулы потока жидкости, прилипающей к "поверхности" неподвижного граничного слоя (обездвиженного силами адгезии микрочастиц стенки капилляра), проходное сечение капилляра уменьшается на микроскопическую величину. Аналогично при образовании на стенке капилляра пленки, состоящей из мультимолекулярных слоев, микроскопическое сужение просвета капилляра за время, измеряемое десятками часов, приведет к макроскопически заметному уменьшению расхода жидкости, что должно сопровождаться таким увеличением времени формирования сферы (капли), которое уже можно измерить, например, секундомером.

Действительно, опыты показали, что за 23 ч 48 мин уменьшение площади S_L проходного сечения капилляра (относительная площадь эффективного сечения капилляра $S_{nL} \approx 0{,}550$), и обусловленное образованием мультимолекулярных наслоений на стенке капилляра из коррозионно-стойкой стали, приводит к увеличению времени наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости на ≈82 %; а для капилляра из пирексового стекла за 42 ч 18 мин и при $S_{nL} \approx 0{,}851$ время наполнения такого сосуда возрастает на ≈18 %.

Отношение площади $S_L = \pi r_L^2$ к площади $S_n = \pi r_n^2$ поперечного сечения капилляра, когда отсутствует процесс прилипания частиц потока к граничному слою, в работах [3, 7, 9, 10] обозначено как S_{nL}. Безразмерная величина S_{nL} показывает, что, выполняя прямое измерение времени формирования сферы капли, можно косвенно оценить изменение толщины неподвижного граничного слоя, точнее — изменение площади эффективного сечения капилляра:

$$\frac{t_n}{t_L} = \frac{\pi r_L^2}{\pi r_n^2} = S_{nL}, \qquad (1)$$

где $t_L = (t_n + \Delta t)$ (здесь Δt — прирост времени t_n, обусловленный уменьшением расхода из-за утолщения неподвижного граничного слоя).

К примеру, в результате прямых измерений времени формирования сферы капли за 23 ч 48 мин (см. рис. 2) для капилляра из коррозионно-стойкой стали получено $t_L = (83{,}8 \pm 0{,}2)$ с, а за 42 ч 18 мин для капилляра из пирексового стекла получено $t_L = (54{,}2 \pm 0{,}2)$ с. Исходя из этого определим среднее арифметическое $\langle S_{nL} \rangle$: для капилляра из коррозионно-стойкой стали $\langle S_{nL} \rangle = 46{,}1/83{,}8 \approx 0{,}550$; для капилляра из пирексового стекла $\langle S_{nL} \rangle = 46{,}1/54{,}2 \approx 0{,}851$.

Относительная стандартная погрешность определения уменьшения эффективного сечения капилляра из коррозионно-стойкой стали составляет:

$$\delta S_{nL}/\langle S_{nL} \rangle = \sqrt{(0{,}2/46{,}1)^2 + (0{,}2/83{,}8)^2} \approx \approx 4{,}9 \cdot 10^{-3}.$$

Тогда стандартная погрешность этой величины $\delta S_{nL} = 0{,}550 \cdot 4{,}9 \cdot 10^{-3} \approx 0{,}003$. Округлив эти значения, окончательно получим: $S_{nL} = (0{,}550 \pm 0{,}003)$. Относительная погрешность косвенного измерения уменьшения эффективного сечения капилляра из легированной стали ≈0,5 %.

Аналогично получим для капилляра из пирекса $S_{nL} = (0{,}851 \pm 0{,}004)$. Относительная погрешность косвенного измерения уменьшения эффективного сечения капилляра из пирексового стекла ≈0,5 %.

Покажем правомерность предположения об уменьшении эффективного сечения капилляра, происходящего в результате утолщения неподвижной пленки вязкой несжимаемой жидкости на стенке капилляра, а также теоретически обоснуем экспериментально полученное соотношение (1) с помощью формулы расхода Гагена—Пуазейля

$$\frac{V}{t_n} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta} \frac{r_n^2}{2} \frac{\Delta p}{L}, \qquad (2)$$

где V — объем мерного сосуда постоянной и малой вместимости (капли); t_n — время наполнения объема V; πr_n^2 — площадь поперечного сечения капилляра; r_n — радиус капилляра (множитель $r_n^2/2$ по гипотезе, приведенной в работе [7], количественно выражает влияние сил адгезии частиц потока жидкости с микрочастицами стенки капилляра на кинематические характеристики течения, т. е. учитывается результирующий фактор одновременного процесса прилипания частиц потока жидкости к стенке капилляра и отрыва этих частиц от последнего); η — динамическая вязкость; Δp — перепад давлений на концах капиллярной трубки; L — ее длина.

В формуле (2) при фиксированном перепаде Δp давлений значение r_n (радиус эффективного сечения капилляра с учетом вычета микроскопической толщины неподвижного граничного слоя) после точки ξ (см. рис. 2), уменьшается с течением времени t, вследствие чего будет увеличиваться время наполнения мер-

ного сосуда постоянной и малой вместимости, а остальные величины при одних и тех же контролируемых условиях проведения эксперимента остаются постоянными.

Обозначим через t_L время формирования сферы капли, измеренное за некоторый промежуток времени, достаточный для "эффекта накопления" последовательных микроскопических уменьшений на размер прилипающих к стенке молекул жидкости эффективного сечения капилляра в макроскопически измеряемое наслоение. Как показано выше, этот эффект приводит к реализации возможности прямого измерения t_L.

Процесс замедленного наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости представим следующим образом:

$$\frac{V}{t_L} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_L^2}{2}\frac{\Delta p}{L}, \qquad (3)$$

где $r_L = (r_n - \Delta r)$ — радиус капилляра, уменьшенный на утолщение Δr неподвижного граничного слоя; t_L — время наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости V.

Уменьшение эффективного сечения капилляра, обусловленное утолщением граничного слоя, определяется отношением расхода V/t_L из выражения (3) к расходу V/t_n (2):

$$\frac{V}{t_L} : \frac{V}{t_n} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_L^2}{2}\frac{\Delta p}{L} : \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_n^2}{2}\frac{\Delta p}{L}.$$

Отсюда находим:

$$t_n/t_L = \pi r_L^2/\pi r_n^2. \qquad (4)$$

Обозначив πr_n^2 через S_n, а πr_L^2 через S_L, получим: $t_n/t_L = S_L/S_n = S_{nL}$. Кроме того, $t_n S_n = t_L S_L = k$, где k — постоянная величина. Следовательно, из соотношения (4) вытекает, что произведение времени наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости — объема капли на площадь поперечного сечения капилляра есть величина постоянная.

Таким образом, механизм когезии частиц ламинарного потока вязкой несжимаемой жидкости к неподвижному граничному слою на качественном уровне можно представить следующим образом. Ориентирующее воздействие силы динамического давления потока по направлению течения на частицы граничного слоя приводит к упорядочению структуры последнего. Процесс упорядочения сопровождается усилением межмолекулярных связей, что приводит к увеличению сдвиговой устойчивости граничного слоя. Кроме того, в соответствии с эффектом Максвелла [13, с. 426] частицы потока ориентированы по направлению течения. Между слоями потока и упорядоченно расположенными слоями на "поверхности" граничного слоя возникает дополнительная сила взаимодействия, обусловленная появлением у последнего избыточной когезионной энергии [7] и сопровождающаяся процессом прилипания частиц потока, что приводит к образованию мультимолекулярных неподвижных слоев вязкой несжимаемой жидкости на поверхности твердого тела.

Выводы

Разработан и изготовлен капиллярный прибор, позволяющий определить уменьшение объемного расхода в долях микролитра, что дает возможность регистрировать увеличение толщины граничного слоя на стенке капилляра на микроскопическую величину. Анализ результатов косвенного измерения закрытия просвета капилляра в случае, когда ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости характеризуется числом Рейнольдса, равным ≈6,3, показал, что произведение времени наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости на площадь поперечного сечения капилляра — величина постоянная.

При режиме течения расплавленного материала, характеризуемого числом Рейнольдса, равным 6,3, можно реализовать метод упрочнения тонких пленок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Компактный** источник пара материала проводящей мишени, распыляемой ионами с энергией 3 кэВ при давлении 0,05 Па / С. Н. Григорьев, Ю. А. Мельник, А. С. Метель, В. В. Панин и др. // Приборы и техника эксперимента. 2009. № 5. С. 127—133.
2. **Установка** для получения металлических многослойных покрытий с нанометровой толщиной слоев / Г. В. Струков, Г. К. Струкова, Э. Д. Шу и др. // Приборы и техника эксперимента. 2009. № 5. С. 123—126.
3. **Холмогоров И. В., Ванчиков В. Ц.** Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 33—35.
4. **Ванчиков В. Ц.** Несущая способность смазки // Вестник машиностроения. 2007. № 1. С. 37—39.
5. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
6. **Ванчиков В. Ц.** Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 35, 36.
7. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук / Восточно-Сибирский гос. технол. ун-т, Улан-Удэ. 2001.
8. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
9. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
10. **Пат. 72764 на полезную модель. Рос. Федерация:** МПК G01N 13/00 B05D 7/04. Устройство определения силы адгезии жидкости и твердого тела.
11. **Адамсон А.** Физическая химия поверхностей. М.: Мир, 1978. 568 с.
12. **Яворский Б. М., Детлаф А. А.** Справочник по физике. М.: Наука, 1990. 942 с.
13. **Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П.** Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 516 с.

УДК 67.05

В. А. РОГОВ, д-р техн. наук, П. С. БЕЛОВ (РУДН, г. Москва), e-mail: pasebe@mail.ru

Исследование демпфирующих способностей конструкций расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала

Представлены конструкции резцов с державками, имеющими полости, заполненные композиционным материалом на полимерной основе с высокими демпфирующими свойствами.

Ключевые слова: комбинированные державки резцов, демпфирование колебаний, композиционный материал, качество обработки.

The designs of the cutting tools with holders, having the cavities, filled with composite polymer-based material with high damping properties, are presented.

Keywords: combined cutting tools holders, vibration damping, composite material, finish.

Резцы могут работать с большими вылетами (до восьми поперечных сечений державки), например, при токарной обработке шеек коленчатых валов, глубоких отверстий, торцевых поверхностей. В наиболее тяжелых условиях работают расточные резцы и борштанги, причем в этом случае затруднен подвод СОТС, стружка может повторно попадать в зону резания, что вызывает вибрации и снижает качество обработанной поверхности. При работе станков в автоматическом режиме должна гарантироваться безусловная стабильность процесса резания. Наиболее слабым звеном системы "станок—приспособление—инструмент—деталь" является режущий инструмент. Динамическая характеристика режущего инструмента во многом определяет стабильность и устойчивость процесса резания, а также качество обработанной поверхности.

Для гашения колебаний резца можно использовать активные виброгасители, но обычно они имеют достаточно сложную конструкцию и не всегда могут быть применены в реальном производстве. Предпочтительнее системы пассивного гашения колебаний, основанные на использовании в конструкциях инструмента материалов с высокими демпфирующими способностями. Это могут быть полимербетоны, гранитаны, синтеграны, шлакобетоны, пенобетоны, различные виды керамики.

В данной работе, изучающей вибрационные свойства расточных токарных резцов со вставками из материала с высокой демпфирующей способностью, была поставлена задача статического исследования и определения с его помощью количественного показателя демпфирования и уменьшения амплитуды колебательного процесса. Для этого необходимо было экспериментально установить зависимость "нагрузка—перемещение" для режущего конца расточного токарного резца при его нагружении и разгрузке.

В экспериментах использовали сборные расточные токарные резцы марки S32X-MCLNL 12-Bh 12 с ромбическими пластинами и державкой из стали 40Х. Режущая пластина крепилась винтом через прихват. Сечение державки имело диаметр 32 мм, длина резца — 213 мм (рис. 1). Исследовали семь резцов. Державка одного из них была стандартной (рис. 2, сечение *0*) и использовалась для сравнения; в шести других державках на 75 % их длины были выполнены сверлением и фрезерованием продольные полости разных форм (сечения *1—6* этих державок показаны на рис. 2).

Полученные полости заполняли высоконаполненным композиционным материалом — синтеграном с высокими демпфирующими способностями. Перед заполнением полости тщательно обезжиривали и высушивали.

Для заполнения полостей была приготовлена смесь, состоявшая из наполнителя — гранитной крошки, разделенной на три фракции: 3÷1,5 мм, 1,5÷0,5 мм и менее 0,5 мм (рис. 3). Соотношение фракций крошки в смеси по объему составляло 2, 3 и 6 частей соответственно. В качестве композита использовали раствор из 4,5÷7,4 % эпоксидной смолы ЭД-20, 0,8÷2,0 % активного разбавителя и 1,6÷2,3 % аминного отвердителя.

Последовательность приготовления смеси: дозировали отдельные компоненты, затем к эпок-

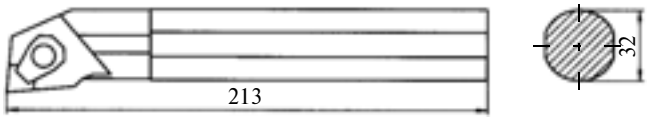


Рис. 1

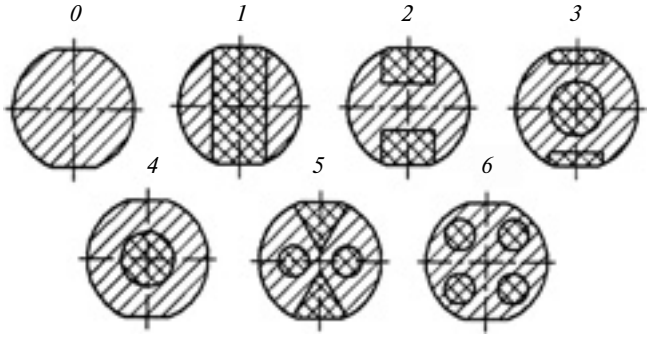


Рис. 2

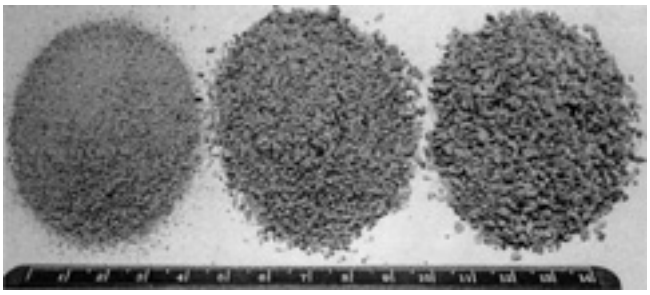


Рис. 3

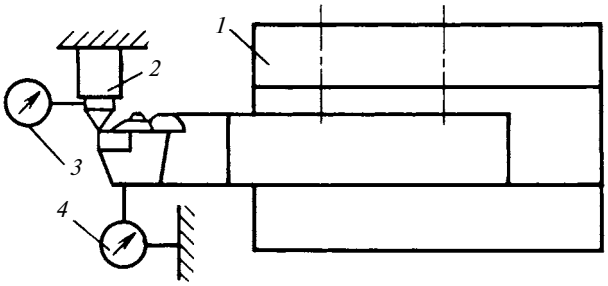


Рис. 4

сидной диановой смоле добавляли активный разбавитель и все тщательно перемешивали. Далее добавляли аминный отвердитель и смесь вновь перемешивали в течение 1÷1,5 мин. Затем в смесь вводили смешанные заранее фракции гранитной крошки. Полученную массу перемешивали еще в течение 5÷6 мин в смесителе непрерывного или периодического действия. При необходимости можно смешивать предварительно нагретые жидкие и/или минеральные составляющие синтеграна. Отверждение смеси происходит за 24 ч при 20 °С или за 8 ч при 40 °С.

Этой смесью заполняли отверстия и прорези в державках. При заполнении сквозных или открытых прорезей во избежание вытекания из них смеси использовали литейную форму, которая в зависимости от технологических требований имела разную форму и выполнялась из различных материалов.

Сборный инструмент представляет собой последовательно соединенные элементы. Его качество при статическом нагружении можно оценить следующими характеристиками: полным смещением вершины режущей пластины; долей полного смещения вершины, определяемой смещением отдельных элементов; углами поворота отдельных элементов вокруг координатных осей; жесткостью соединений элементов. Ввиду отсутствия жестких заделок основных элементов, а также небольших линейных размеров деталей перемещениями, вызванными упругими деформациями (сжатие, изгиб и т. п.) этих элементов, можно пренебречь и считать, что все перемещения полностью определяются контактными деформациями. С учетом этих допущений был разработан стенд для определения статических характеристик (рис. 4), включающий в себя: приспособление для ориентации и закрепления резца; систему нагружения режущей кромки резца силой, имитирующей силу резания; комплекс измерительной аппаратуры.

Основание стенда представляло собой жесткую плиту из стали 45 с Т-образными пазами для закрепления элементов конструкции. На основании были установлены: приспособление *1* для закрепления резца, которое полностью имитирует крепление расточного резца в резцедержателе токарного станка 16К20; нажимное устройство *2*, позволяющее плавно и с большой точностью осуществлять нагружение и разгрузку, полностью имитируя силу резания. Усилие от нажимного устройства на резец передавалось через динамометр *3*, представляющий собой скобу с индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. Перемещение вершины резца определяли с помощью рычажно-зубчатого многооборотного индикатора *4* мод. МИГ-1 с ценой деления 0,001 мм.

На рис 5, *а*, *б* приведены тарировочные линии, которые можно использовать для расшифровки показаний изменения соответственно силы F и перемещения δ при нагружении и разгрузке. Таким образом, в каждом эксперименте для соответствующего резца при воздействии на него нагружающего устройства регистрировалась зависимость "нагрузка—перемещение" для нескольких циклов "нагружение—разгрузка".

При растачивании вылет резца является одним из основных показателей его работоспособности, поэтому эксперимент с демпфирующими державками проводили для трех величин вылетов: 40, 80 и 120 мм.

Резец нагружали силой от 0 до 700 Н под углом действия реальной силы резания. Особое внимание было уделено силе, равной 52 Н (40,5 Н по оси OZ, 24,5 Н по оси OY и 21,4 Н по оси OX), которая реально действует при тонком точении [1, с. 271]: $P = 10C_p t^x S^y v^n K_p$, где t, S, v — глубина, подача и скорость резания; x, y, n — показатели степени для конкретных условий обработки; C_p — постоянная для конкретных условий обработки; K_p — попра-

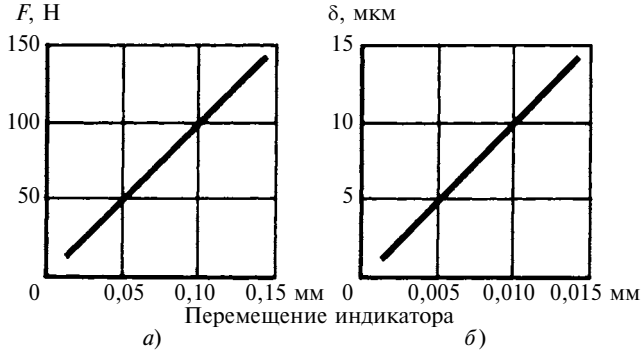


Рис. 5

вочный коэффициент, представляющий собой произведение ряда коэффициентов, учитывающих фактические условия резания.

Также была приложена сила в местах крепления резца в резцедержателе, равная 5592 Н для каждого болта [2, с. 78].

В результате проведенных экспериментов были получены зависимости "нагрузка—прогиб", при вылете резца 120 (рис. 6, *а*), 80 (рис. 6, *б*) и 40 мм (рис. 6, *в*) (см. на обложке). На рис. 6 линии соответствуют сечениям державок на рис. 2.

По полученным графикам можно определить демпфирующие способности расточных токарных резцов, главным показателем которых является логарифмический декремент колебаний — безразмерная физическая величина, описывающая уменьшение амплитуды колебательного процесса. Логарифмический декремент θ колебаний вычисляется по известной зависимости [3]: $\theta = \Psi/2$, где $\Psi = W_1/W_2$ коэффициент диссипации энергии — количественный показатель демпфирования, определяемый отношением площади W_1 между кривыми нагружения и разгрузки при статических исследованиях к площади W_2 между кривой нагружения и осью абсцисс [4].

Зависимости логарифмического декремента θ колебаний от вылета L и вида сечения державки приведены на рис. 7 (см. на обложке).

Из рис. 6 и 7 видно:

а) кривая деформации вершины резца при нагружении не совпадает с кривой деформации при разгрузке, — имеется петля гистерезиса, площадь которой характеризует потери на внутреннее трение, т. е. способность державки резца рассеивать энергию колебаний и таким образом уменьшать их амплитуду;

б) в зависимости от формы синтеграновых вставок изменяются величина перемещений вершины резца и расхождение кривых деформации вершины резца при нагружении и разгрузке, что объясняется разными сочетаниями объемных долей металла и синтеграна в державке и площадью их соприкосновения, а также моментом инерции металлического каркаса державки;

в) с уменьшением вылета резца уменьшаются прогиб и расстояние между кривыми деформации вершины резца при нагружении и разгрузке. Эта зависимость возникает не только от того, что уменьшается расстояние от нагружаемой точки до места жесткого закрепления резца, но и от того, что на конце резца отсутствуют синтеграновые вставки, в связи с чем уменьшается доля работы синтеграна и увеличивается доля работы металла. Это объясняет и то, что при вылете 40 мм (см. обложку, рис. 6, *в*) все кривые сходятся в одну, так как при этом вылете в незажатой части резца нет синтеграновых вставок;

г) уменьшение амплитуды колебательного процесса, т. е. демпфирующая способность резцов напрямую зависит от прогиба конструкции, что объясняется разным сочетанием объемов и форм материалов в державке резца;

д) наибольшие демпфирующие способности проявляют резцы сечений *1*, *2*, *4* и *5* (см. рис. 2) при вылете 80 мм. Это объясняется тем, что синтеграновые вставки находятся в незажатой части резца, а их влияние на несущую способность конструкции еще не столь велико. С увеличением вылета до предельно возможного (120 мм) демпфирующие способности державок снижаются, но державки со вставками из композиционного материала отличаются лучшей демпфирующей способностью по сравнению с простой державкой.

Проведенные статические исследования позволяют предположить, что предложенные конструкции державок расточных токарных резцов имеют лучшие демпфирующие свойства. Дальнейшие исследования их конструкций покажут влияние вставок на величину колебания рабочего конца державки, качество обработанной поверхности и срок эксплуатации режущих пластин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косилов А. Г., Мещерикова Р. К.** Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2. М.: Машиностроение, 1985.
2. **Ансеров М. А.** Приспособления для металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1964. 652 с.
3. **Амосов И. С.** Вибрации при точении и методы борьбы с ними. Л.: МАШГИЗ, 1952. 22 с.
4. **Позняк Г. Г.** Повышение стабильности процесса резания на основе моделирования динамики рабочего пространства технологических систем: Дис. ... д-ра техн. наук / РУДН. М.: 1983. 478 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 1*

Изложена методика расчета температуры резания. Сравнением с независимыми экспериментальными данными ведущих исследователей показана высокая точность расчетов температуры резания по новой методике.
Ключевые слова: теплофизика резания, температура резания.

A new calculation technique of cutting temperature is stated. It was shown high precision of the cutting temperature calculations with use of that technique by comparison with independent experimental data of leading researchers.
Keywords: cutting thermal physics, cutting temperature.

Представим полученные в предыдущих статьях формулы в нужной последовательности и удобном для практических расчетов виде. Для упрощения формул и таблиц заменим использованное в выводах обозначение скорости резания v_0 на v.

Коэффициент утолщения стружки в соответствии с формулой (219) [1, с. 64] имеет вид:

$$k_c = u\cos^2\gamma\left\{\{2\mu(1 - \mathrm{tg}\gamma) + \sqrt{[2\mu(1-\mathrm{tg}\gamma)]^2 + \left[\frac{4\mu}{u\cos\gamma} + 1 - 2\mu\right]\frac{1}{\cos^2\gamma}}\right\}, \quad (347)$$

где коэффициент u определяется равенствами (219а) [1, с. 65]:

$$\begin{cases} u = 1 \text{ при } \gamma \geq 0; \\ u = 1 - \sin\gamma \text{ при } \gamma < 0. \end{cases} \quad (348)$$

При предельном коэффициенте трения $\mu = 0{,}5$:

$$k_c = u\cos^2\gamma\left[1 - \mathrm{tg}\gamma + \sqrt{(1-\mathrm{tg}\gamma)^2 + \frac{2}{u\cos^3\gamma}}\right]. \quad (349)$$

В расчетах параметров точения толщину h_1 и ширину b срезаемого слоя определяют по формулам:

$$h_1 = S_{об}\sin\varphi, \quad (350)$$

$$b = t_r/\sin\varphi. \quad (351)$$

Длина границы между стружкой и заготовкой:

$$l_2 = k_c h_1/\cos\gamma. \quad (352)$$

Длина контакта передней поверхности резца с обрабатываемым материалом:

$$l_п = h_1(1 + k_c). \quad (353)$$

Вспомогательная величина:

$$L = \sqrt{ak_c/(vh_1\cos\gamma)}. \quad (354)$$

Коэффициент, определяющий долю теплоты, поступающей в стружку на границе контакта с заготовкой:

$$k_{tc,з} = 1/(1 + 1{,}66L). \quad (355)$$

Коэффициент, определяющий долю теплоты деформации, поступающей в стружку:

$$k_{д.с} = 1/(1 + 2L). \quad (356)$$

Средние температурные коэффициенты:
для передней поверхности резца

$$n = 0{,}5b/l_п; \quad m = \sqrt{1 + n^2}; \quad (357)$$

$$I_{ср.п} = \ln\left(\frac{m+n}{m-n}\right) + 2n\ln\left(\frac{n}{m-1}\right); \quad (358)$$

для задней поверхности резца

$$n_з = 0{,}5b/l_з; \quad m_з = \sqrt{1 + n_з^2}; \quad (359)$$

$$I_{ср.з} = \ln\left(\frac{m_з + n_з}{m_з - n_з}\right) + 2n_з\ln\left(\frac{n_з}{m_з - 1}\right). \quad (360)$$

Вспомогательная величина:

$$K = 2{,}84\frac{90^\circ - \gamma - \alpha}{90^\circ}\frac{\lambda_р}{\sqrt{\lambda c\rho v}}. \quad (361)$$

Коэффициент, определяющий долю теплоты, поступающей в стружку в зоне контакта с передней поверхностью резца:

$$k_{tc,п} = 1\Big/\left(1 + \frac{K}{I_{ср.п}}\sqrt{\frac{k_c}{l_п}}\right). \quad (362)$$

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее В.М.1÷В.М.12) и № 1÷5 за 2011 г. (далее В.М.1/11÷В.М.5/11), продолжение — № 7 за 2011 г.

Коэффициент, определяющий долю теплоты, поступающей в заготовку в зоне контакта с резцом:

$$k_{t\text{р,з}} = 1\Big/\left(1 + \frac{K}{I_{\text{ср.з}}\sqrt{l_{\text{з}}}}\right). \qquad (363)$$

Температурный показатель:

$$F_t = \frac{1}{c\rho}\left\{\frac{0{,}15k_{tc,\text{з}}k_{\text{с}}}{\cos\gamma} + 1{,}16k_{\text{д.с}} \times\right.$$

$$\times\left[u\left(1 + \mu_1(1 - \text{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_{\text{с}}}\right)\cos\gamma + \frac{k_{\text{с}}h_1}{4b\cos\gamma}\right] +$$

$$+ \frac{1}{l_{\text{п}} + l_{\text{з}}}\sqrt{\frac{c\rho k_{\text{с}}v}{\lambda}}\left\{0{,}52\frac{k_{tc,\text{п}}}{k_{\text{с}}}\mu l_{\text{п}}\sqrt{l_{\text{п}}} + 0{,}18(1 - k_{tc,\text{з}}) \times\right.$$

$$\times\, l_{\text{з}}\sqrt{\frac{h_1}{\cos\gamma}}\left\{1{,}25\frac{l_{\text{п}}}{l_{\text{з}}} - 1{,}25 + \left[\left(1 + \frac{l_{\text{з}}}{l_2}\right)^{2,5} - 1\right]\frac{l_2}{l_{\text{з}}} +\right.$$

$$\left.\left.\left. + \left[\frac{3\mu_2 k_{t\text{р,з}}}{1 - k_{tc,\text{з}}} - \left(\frac{l_{\text{з}}}{l_2} + 2{,}5\right)\right]\sqrt{\frac{l_{\text{з}}}{l_2}}\right\}\right\}\right\}. \qquad (364)$$

Температура резания

$$T = 1\Big/\left(\frac{1}{2T_{\text{плав}}} + \frac{1}{\sigma_s F_t}\right). \qquad (365)$$

Как указано в работе [2], при расчетах по приведенной там формуле (303) получаются накопленные деформации $e_i \approx 1{,}6$, что соответствует относительной линейной деформации $e \approx 0{,}8$. Поэтому для температурных расчетов любых процессов резания можно использовать значения напряжения текучести σ_s обрабатываемого материала при нормальной температуре для указанных значений деформаций, а при выходе этих значений за пределы имеющейся кривой упрочнения использовать формулу (304) из работы [2].

В табл. 7 приведены данные, необходимые для расчетов по формуле (365). В целом таблица оставлена с учетом равенств (298)÷(301) из работы [2], но в ней использована уточненная температура плавления жаропрочных сплавов $T_{\text{плав}} = 2200$ °С ([3], с. 65, табл. 6). Это требует некоторых пояснений. Для упрощения силовых расчетов мы приняли (см. формулу (298) из работы [2]), что стали и жаропрочные сплавы имеют одну и ту же температуру плавления $T_{\text{плав}} = 1500$ °С, поскольку влияние этого параметра на расчетную силу резания незначительно (например, если пересчитать P_{zb} из табл. 26 [4], подставив в выражение (298) из работы [2] $2T_{\text{плав}} = 4400$ °С вместо 3000 °С, то P_{zb} увеличится, т. е. запас станет больше всего на 4 %). Но изменение $2T_{\text{плав}}$ в формуле (362) данной статьи приводит, на наш взгляд, к более существенному изменению вычисляемой температуры резания, в связи с чем желательно уточнить $2T_{\text{плав}}$ для сталей и жаропрочных сплавов.

В табл. 8÷17 с известными экспериментальными данными $T_{\text{э}}$ сопоставлены температуры T резания, рассчитанные по формулам (347)÷(365). Большой объем сопоставленных данных обусловлен желанием авторов всесторонне проверить разработанную теорию с учетом различных реальных факторов, влияющих на температуру резания, таких как напряжение текучести обрабатываемого материала, теплофизические характеристики материалов заготовки и резца, скорость резания, подача, глубина резания, передний угол резца, угол в плане, длина контакта по задней поверхности.

Аналогично работе [2] во всех расчетах, относящихся к процессу резания без использования смазоч-

Таблица 7

Удвоенные обобщенные температуры плавления характерных групп материалов

Материал	$2T_{\text{плав}}$, °С
Стали	3000
Жаропрочные сплавы	4400
Алюминиевые сплавы	1300
Медь, латунь, бронза	2000
Титановые сплавы	3400

Таблица 8

Расчетные T и экспериментальные $T_{\text{э}}$ температуры резания стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 (t_r = 2,8 мм, $S_{\text{об}}$ = 0,44 мм/об, γ = 15°, α = 7°, φ = 45°, $l_{\text{з}}$ = 0,1 мм, σ_s = 1300 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_{\text{э}}$, °С	δ, %
60	890	890	0,0
80	951	960	0,9
100	1001	1010	0,9
120	1043	1050	0,7
150	1096	1100	0,4

Таблица 9

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали ШХ15 резцом из сплава Т14К8 (t_r = 4,1 мм, $S_{\text{об}}$ = 0,5 мм/об, γ = 0, α = 12°, φ = 45°, $l_{\text{з}}$ = 0,1 мм, σ_s = 1200 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_{\text{э}}$, °С	δ, %
10	480	400	16,7
30	648	560	13,6
40	697	610	12,5
60	769	700	9,0
80	823	790	4,1
100	867	840	3,2

Таблица 10

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали ШХ15 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = −4°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1750 МПа)

v, м/мин	T, С	$T_э$, С	δ, %
50	834	800	4,1
100	974	930	4,6
150	1060	1020	3,8
200	1123	1100	2,0
250	1173	1180	0,6
300	1214	1250	2,9
350	1250	1310	4,8
400	1282	1360	6,1
450	1310	1390	6,1
500	1336	1420	6,3
550	1359	1440	6,0
600	1380	1450	5,0
650	1400	1460	4,3
700	1419	1460	2,9

Таблица 11

Расчетные и экспериментальные температуры резания улучшенной стали 40Х резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = −4°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1650 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
50	804	750	6,7
100	941	880	6,5
150	1025	980	4,4
200	1087	1060	2,5
250	1136	1140	0,3
300	1178	1210	2,8
350	1213	1270	4,7
400	1244	1320	6,1
450	1272	1360	6,9
500	1297	1390	7,1
550	1321	1410	6,8
600	1342	1420	5,8
650	1362	1430	5,0
700	1380	1430	3,6

но-охлаждающих жидкостей (СОЖ), приняты максимальные коэффициенты трения $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0,5$.

В тех случаях, когда длина контакта по задней поверхности в источниках информации не указана, в соответствии с пояснениями к табл. 21 из работы [2] принято l_3 = 0,15 мм (заметим, что небольшое изменение этой длины влияет на результаты расчета незначительно: если, например, в приведенном ниже примере 1 вместо l_3 = 0,1 мм принять l_3 = 0,15 мм, то вместо найденной температуры T = 890 °С получим T = 889 °С, т. е. разница составит 1 °С).

При выборе напряжений текучести σ_s в этой и последующих статьях использованы подтвержденные данные таблиц из работы [2], а в случае отличающихся материалов или условий их предварительной обработки даны конкретные ссылки на соответствующие источники.

Таблица 12

Расчетные и экспериментальные температуры резания улучшенной стали 40 резцом из сплава Т5К10 (t_r = 1 мм, γ = −4°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1400 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,21	60	717	650	9,3
	120	845	800	5,3
	180	925	920	0,5
	240	984	1020	3,7
	300	1031	1100	6,7
	360	1071	1150	7,4
0,30	60	776	730	5,9
	120	909	900	1,0
	180	992	1010	1,9
	240	1053	1100	4,5
	300	1102	1170	6,1
	360	1144	1220	6,6

Таблица 13

Расчетные и экспериментальные температуры резания улучшенной стали 40 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, γ = −4°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1400 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,21	60	723	660	8,7
	120	851	800	6,0
	180	930	930	0,0
	240	989	1030	4,1
	300	1036	1100	6,1
	360	1076	1150	6,9
0,30	60	783	730	6,8
	120	915	900	1,7
	180	998	1020	2,2
	240	1059	1120	5,7
	300	1108	1180	6,5
	360	1150	1230	7,0
0,42	60	845	800	5,3
	120	983	950	3,3
	240	1133	1160	2,4
	360	1227	1300	5,9
	480	1298	1390	7,1
	600	1354	1430	5,6
0,60	60	916	880	4,0
	120	1060	1030	2,9
	240	1218	1280	5,1
	360	1318	1350	2,5
	480	1391	1410	1,3
	600	1450	1430	1,4
0,84	60	989	980	0,9
	120	1140	1130	0,9
	240	1305	1330	1,9
	360	1409	1410	0,1
	480	1486	1420	4,4
	600	1547	1430	7,5

Таблица 14

Расчетные и экспериментальные температуры резания улучшенной стали 40 резцом из сплава Т30К4 (t_r = 1 мм, γ = −4°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1400 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,21	60	725	670	7,6
	120	853	820	3,8
	180	932	920	1,3
	240	991	1020	2,9
	300	1038	1100	6,0
	360	1078	1160	7,6
0,30	60	785	740	5,8
	120	917	900	1,9
	180	1000	1020	2,0
	240	1061	1120	5,6
	300	1110	1180	6,3
	360	1151	1230	6,8

Таблица 15

Расчетные и экспериментальные температуры резания улучшенной стали 40 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, v = 200 м/мин, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1400 МПа)

γ°	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
30	947	960	1,3
20	966	990	2,5
10	983	1010	2,7
0	998	1040	4,2
−10	1052	1070	1,7
−20	1100	1100	0,0
−30	1138	1130	0,7

Таблица 16

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ОТ4-0 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, γ = −3°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 950 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,15	60	875	880	0,6
	100	989	970	1,9
	150	1084	1080	0,4
	200	1154	1170	1,4
	250	1210	1230	1,6
	300	1257	1280	1,8
0,30	60	1006	1000	0,6
	100	1127	1120	0,6
	150	1227	1200	2,2
	200	1302	1300	0,2
	250	1362	1370	0,6
	300	1412	1430	1,2

К сожалению, специалисты по обработке резанием, приводя экспериментальные графики или таблицы, крайне редко указывают конкретные особенности обрабатываемого материала, как это принято у специалистов по обработке давлением [5—8]. Между тем цилиндрическая заготовка может быть литой, горячекатаной, холоднокатаной, холоднотянутой, калиброванной, прессованной и т. д. Исходный материал часто бывает отожженным, нормализованным, улучшенным, закаленным, отпущенным при разных температурах и в различных средах (например, в работе [9, с. 224] указано, что при точении с одинаковыми параметрами и скоростями заготовок из стали 45, одни из которых имели структуру перлита, а другие — сорбита, температура резания во втором случае была на 45 °С ниже, чем в первом). Кроме того, в зависимости от исходного способа получения медь, например, может быть электролитической, вакуумной, мягкой, твердой [7, 10]. Все это существенно влияет на кривую упрочнения и, соответственно, температуру резания. Но в публикациях по обработке резанием результаты экспериментов часто приводят с общим указанием: "температура резания при точении меди" (см., например, сборник [3, с. 81, табл. 19]). Между тем свойства меди разных сортов отличаются

Таблица 17

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ВТ14 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, γ = 0°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1200 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,15	5	480	440	8,3
	15	684	640	6,4
	25	790	750	5,1
	35	863	850	1,6
0,21	5	531	500	5,8
	15	742	700	5,7
	25	851	810	4,8
	35	926	900	2,8
0,30	5	590	560	5,1
	15	809	760	6,0
	25	920	880	4,4
	35	997	960	3,7
0,42	5	649	620	4,4
	15	875	830	5,2
	25	991	950	4,1
	35	1070	1040	2,8
0,60	5	715	670	6,3
	15	950	880	7,4
	25	1070	1000	6,5
	35	1152	1080	6,3

значительно (например, в работе [11, с. 63, табл. 8] для меди сортов А и Б установлена разница напряжений текучести в 1,31 раза, т. е. на 31 %). Поэтому часто конкретизирующую информацию приходится находить трудоемким поиском в тексте книги, а также сличением указанных пределов прочности или значений твердости со справочными данными, так как для расчетов по предполагаемой методике нужны не предел прочности или твердость, а кривая упрочнения конкретного обрабатываемого материала, позволяющая найти напряжение текучести, соответствующее определенной накопленной деформации.

Следует иметь в виду, что, так как А. Н. Резников при составлении табл. 6 [12] усреднял теплофизические характеристики с учетом рациональных температур резания конкретных материалов [13, с. 21], то при сопоставлении расчетных и экспериментальных температур следует ожидать их наилучшего совпадения именно вблизи рациональных температур резания (для сталей ≈900—1000 °С [14, с. 45]; для жаропрочных и титановых сплавов 750÷850 °С [14, с. 51, 73]).

Ниже приведены примеры 1—8 расчета расхождений δ температур резания T и $T_э$ для конкретных данных из табл. 8÷17.

В табл. 8 сопоставлены результаты расчета с экспериментальными данными, полученными А. Н. Резниковым [3, с. 79, табл. 12] (более подробно параметры этих экспериментов приведены в монографии [13, с. 97]). Напряжение текучести взято из работы [2, табл. 24].

Пример 1. Вычислить температуру резания при точении стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 с параметрами: $t_r = 2{,}8$ мм; $S_{об} = 0{,}44$ мм/об; $\gamma = 15°$; $\alpha = 7°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}1$ мм; $\sigma_s = 1300$ МПа; $\upsilon = 60$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 890$ °С (верхняя строка табл. 8).

Решение. Для того чтобы не заботиться о размерностях и порядках чисел при вычислении температурного показателя F_t (что значительно облегчает расчеты, например, в среде Mathcad), следует перевести все (кроме σ_s) размерные исходные параметры в базовые единицы системы СИ: $t_r = 2{,}8 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}44 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}1 \cdot 10^{-3}$ м; $\upsilon = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] в базовых единицах: $\lambda_р = 54{,}4$ Вт/(м · °С); $\lambda = 22{,}6$ Вт/(м · °С); $c\rho = 4{,}51 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}05 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3000$ °С. Так как $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}232$. В расчетах неоднократно используется величина $\cos\gamma$, поэтому целесообразно ее вычислить: $\cos\gamma = 0{,}966$. Далее по формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}311 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 3{,}960 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}719 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 1{,}005 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}193$; $k_{tс,з} = 0{,}758$; $k_{д.с} = 0{,}722$; $n = 1{,}969$; $m = 2{,}209$; $I_{ср.п} = 4{,}782$; $n_з = 19{,}799$; $m_з = 19{,}824$; $I_{ср.з} = 9{,}358$; $K = 0{,}0116$; $k_{tс,п} = 0{,}898$; $k_{tр,з} = 0{,}890$; $F_t = 0{,}973$ °С/МПа; $T = 890$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение $\delta = 0$ (здесь и далее расхождение вычисляется относительно теоретической величины).

Приведенные далее примеры 2—8 определения температуры резания выполняются аналогично примеру 1 и даны для демонстрации конкретного выбора исходных параметров расчета. Их промежуточные результаты могут быть использованы читателями в качестве тестовых при отладке собственных вычислительных программ для расчета температуры резания.

Следует иметь в виду, что при малых скоростях резания, создающих условия для образования нароста, экспериментальная температура обычно оказывается значительно ниже действительной температуры резания, поскольку нарост удаляет термопару от непосредственной зоны резания, прикрывая резец и фактически являясь термоизолятором [3, с. 81; 13, с. 100, 101; 15, с. 81, 82]. Поэтому при малых скоростях резания расчетные температуры резания могут значительно превосходить экспериментальные значения, полученные с помощью термопар. Чем меньше скорость резания, тем меньше температура, и расхождение δ в этом случае будет особенно велико, так как рассчитывается относительно малой величины. Например, одно и то же абсолютное расхождение в 100 °С при температуре 1000 °С соответствует $\delta = 10$ %, а при температуре 400 °С $\delta = 25$ %.

В табл. 9 результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными, полученными А. Н. Резниковым [13, с. 111, табл. 3]. Напряжение текучести взято из работы [2, табл. 14]. Заметим, что согласно работе [14, с. 34] при точении сходной по механическим характеристикам стали У8А ($\sigma_s = 1300$ МПа) при малых скоростях наблюдалось образование нароста, который исчезал лишь после превышения скорости резания $\upsilon = 50$ м/мин. Этим, на наш взгляд, и объясняется некоторое занижение температур, измеренных с помощью естественных термопар, в диапазоне $\upsilon = 10 \div 40$ м/мин.

Пример 2. Вычислить температуру резания при точении стали ШХ15 резцом из сплава Т14К8 с параметрами: $t_r = 4{,}1$ мм; $S_{об} = 0{,}5$ мм/об; $\gamma = 0$; $\alpha = 12°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}1$ мм; $\sigma_s = 1200$ МПа; $\upsilon = 80$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным

значением $T_э = 790$ °С (предпоследняя строка табл. 9).

Решение. Записываем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 4{,}1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}1 \cdot 10^{-3}$ м; $\upsilon = 1{,}333$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 33{,}9$ Вт/(м · °С); $\lambda = 33{,}4$ Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}15 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}065 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3000$ °С. Так как $\gamma = 0$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}732$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}354 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 5{,}798 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}966 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 1{,}319 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}194$; $k_{tс,з} = 0{,}756$; $k_{д,с} = 0{,}720$; $n = 2{,}197$; $m = 2{,}414$; $I_{ср.п} = 4{,}994$; $n_з = 28{,}991$; $m_з = 29{,}009$; $I_{ср.з} = 10{,}120$; $K = 0{,}0055$; $k_{tс,п} = 0{,}962$; $k_{tр.з} = 0{,}948$; $F_t = 0{,}946$ °С/МПа; $T = 823$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 4{,}1$ %.

Укажем, что именно для условий примера 2 А. Н. Резников получил расчетное значение температуры резания, полностью совпавшее с экспериментальным значением [13, с. 110, 111]. Но для этого пришлось предварительно провести достаточно сложные и трудоемкие эксперименты по изучению рассчитываемого процесса, в ходе которых было определено 6 экспериментальных параметров, необходимых для расчета температуры по этой методике. Предполагаемая нами методика никаких экспериментов не потребует, а точность ее оказалась достаточно высокой. Вообще, по нашему мнению, экспериментальное определение многочисленных дополнительных величин, необходимых для расчета, лишает смысла теоретическую методику, так как проще ограничиться непосредственным измерением температуры с помощью термопары (которое А. Н. Резников также проводил). Экспериментальное определение дополнительной величины требуется практически во всех известных более или менее корректных методиках "теоретического" определения температуры резания, которые, строго говоря, следует называть не теоретическими, а экспериментально-аналитическими.

В табл. 10÷14 расчетные данные сопоставлены с экспериментальными из работы [16, с. 35, рис. 24; с. 34, рис. 23; с. 36, рис. 29]. Сталь ШХ15 имеет твердость $HB = 3920$ МПа, т. е. значительно отличается по механическим характеристикам от исследованной в работе [13]. Согласно справочнику [7, с. 47] предел текучести стали с такой твердостью равен 1500 МПа, в связи с чем напряжение текучести стали ШХ15 определено по кривой упрочнения [7, с. 108, рис. 5.26]. Напряжение текучести улучшенной стали 40Х взято из справочника [8, с. 63, рис. 36, поз. *10*], а улучшенной стали 40 — из справочника [8, с. 62, рис. 32, поз. *5*]. Так как исходные данные для табл. 11÷13 отличаются только материалами резца, т. е. выбором различной теплопроводности $\lambda_р$ по табл. 6 [12], то для этих таблиц приведем один пример расчета.

Пример 3. Вычислить температуру резания при точении улучшенной стали 40Х резцом из сплава Т15К6 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}21$ мм/об; $\gamma = -4°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 1650$ МПа; $\upsilon = 700$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 1430$ °С (последняя строка табл. 11).

Решение. Записываем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}21 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $\upsilon = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 38{,}5$ Вт/(м · °С); $\lambda = 33{,}9$ Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}06 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}067 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3000$ °С. Так как $\gamma = -4°$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1{,}070$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}991$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}148 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}445 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}593 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}108$; $k_{tс,з} = 0{,}848$, $k_{д.с} = 0{,}823$; $n = 1{,}193$; $m = 1{,}577$; $I_{ср.п} = 3{,}842$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0016$; $k_{tс,п} = 0{,}971$; $k_{tр,з} = 0{,}980$; $F_t = 1{,}549$ °С/МПа; $T = 1380$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 3{,}6$ %.

Пример 4. Вычислить температуру резания при точении улучшенной стали 40 резцом из сплава Т5К10 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}21$ мм/об; $\gamma = -4°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 1400$ МПа; $\upsilon = 60$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 650$ °С (первая строка табл. 12).

Решение. Записываем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}21 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $\upsilon = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 38{,}5$ Вт/(м · °С); $\lambda = 38{,}5$ Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}06 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}076 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3000$ °С. Так как $\gamma = -4°$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1{,}070$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}991$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}148 \cdot 10^{-3}$ м; $b =$

$= 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}445 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}593 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}392$; $k_{tс,з} = 0{,}606$; $k_{д.с} = 0{,}561$; $n = 1{,}193$; $m = 1{,}577$; $I_{ср,п} = 3{,}842$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0073$; $k_{tс,п} = 0{,}881$; $k_{tр,з} = 0{,}916$; $F_t = 0{,}673$ °С/МПа; $T = 717$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 9{,}3$ %.

Пример 5. Вычислить температуру резания при точении улучшенной стали 40 резцом из сплава Т15К6 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}3$ мм/об; $\gamma = -30°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 1400$ МПа; $v = 200$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 1130$ °С (последняя строка табл. 15).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $v = 3{,}333$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 27{,}2$ Вт/(м · °С); $\lambda = 38{,}5$ Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}06 \times 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}076 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3000$ °С. Так как $\gamma = -30°$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1{,}500$. По формуле (349) находим $k_с = 4{,}172$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}212 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 1{,}022 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 1{,}097 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}228$; $k_{tс,з} = 0{,}726$; $k_{д.с} = 0{,}687$; $n = 0{,}645$; $m = 1{,}190$; $I_{ср.п} = 2{,}790$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0037$; $k_{tс,п} = 0{,}924$; $k_{tр,з} = 0{,}955$; $F_t = 1{,}310$ °С/МПа; $T = 1138$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 0{,}7$ %.

В табл. 16, 17 расчетные данные сопоставлены с экспериментальными из работы [16, с. 35, рис. 25; с. 36, рис. 28]. Напряжения текучести титановых сплавов взяты из справочника [7, с. 133. рис. 5.108] (при этом учитывались данные справочника [10, с. 36, табл. 22] по соотношению пределов прочности отожженных сплавов ОТ4-0 и ОТ4).

Пример 6. Вычислить температуру резания при точении отожженного титанового сплава ОТ4-0 резцом из сплава Т15К6 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}15$ мм/об; $\gamma = -3°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 950$ МПа; $v = 60$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 880$ °С (первая строка табл. 16).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \times 10^{-3}$ м; $v = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 27{,}2$ Вт/(м · °С); $\lambda = 14{,}2$ Вт/(м · °С); $c\rho = 2{,}72 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}052 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3400$ °С. Так как $\gamma = -3°$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1{,}052$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}927$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}106 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}311 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}417 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}379$; $k_{tс,з} = 0{,}614$; $k_{д.с} = 0{,}569$; $n = 1{,}698$; $m = 1{,}970$; $I_{ср.п} = 4{,}499$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0115$; $k_{tс,п} = 0{,}824$; $k_{tр,з} = 0{,}874$; $F_t = 1{,}240$ °С/МПа; $T = 875$ °С. Сравнивая найденную расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 0{,}6$ %.

Используя промежуточные результаты примеров 5 и 6, сравним относительное поступление теплоты в резец из сплава Т15К6, если в одном случае им обрабатывают сталь, а в другом — титановый сплав. При обработке стали (пример 5) на передней поверхности в резец поступает 7,6 % образующейся здесь теплоты ($1 - k_{tс,п} = 1 - 0{,}924 = 0{,}076$), а на задней поверхности в резец поступает 4,5 % теплоты ($1 - k_{tр,з} = 1 - 0{,}995 = 0{,}045$). Если для наглядности сложить эти цифры, то получим 12,1 %. При обработке титанового сплава (пример 6) на передней поверхности в резец поступает 17,6 % образующейся теплоты ($1 - k_{tс,п} = 1 - 0{,}824 = 0{,}176$), а на задней поверхности 12,6 % теплоты ($1 - k_{tр,з} = 1 - 0{,}874 = 0{,}126$). Таким образом, в данном случае имеем 30,2 %. Следовательно, при обработке титанового сплава в резец поступает в несколько раз больше теплоты, чем при обработке стали, что и обусловливает значительно больший разогрев резца и более быстрый выход его из строя при обработке титана и его сплавов. Полученные результаты как количественно, так и качественно подтверждаются данными практики [17, с. 152; 16, с. 36].

Вычислим для сравнения при тех же данных, что в примере 6, температуру резания, при использовании вместо минералокерамического резца из сплава Т15К6 твердосплавного резца из сплава ВК8.

Пример 7. Вычислить температуру резания при точении отожженного титанового сплава ОТ4-0 резцом из сплава ВК8 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}15$ мм/об; $\gamma = -3°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 950$ МПа; $v = 60$ м/мин.

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $v = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 27{,}2$ Вт/(м · °С); $\lambda = 14{,}2$ Вт/(м · °С); $c\rho = 2{,}72 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С);

$a = 0{,}052 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3400$ °С. Так как $\gamma = -3°$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1{,}052$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}927$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}106 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}311 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}417 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 0{,}379$; $k_{tс,з} = 0{,}614$; $k_{д.с} = 0{,}569$; $n = 1{,}698$; $m = 1{,}970$; $I_{ср,п} = 4{,}499$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0229$; $k_{tс,п} = 0{,}701$; $k_{tр,з} = 0{,}776$; $F_t = 1{,}181$ °С/МПа; $T = 844$ °С.

Сравнивая результаты примеров 6 и 7, видим, что при одних и тех же условиях температура резания минералокерамическим резцом выше температуры резания твердосплавным резцом, что подтверждается на практике [17, с. 154].

Пример 8. Вычислить температуру резания при точении титанового сплава ВТ14 резцом из сплава Т15К6 с параметрами: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}15$ мм/об; $\gamma = 0$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 45°$; $l_3 = 0{,}15$ мм; $\sigma_s = 1200$ МПа; $v = 5$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 440$ °С (первая строка табл. 17).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $v = 1$ м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 [12] находим: $\lambda_р = 27{,}2$ Вт/(м · °С); $\lambda = 12{,}9$ Вт/(м · °С); $c\rho = 3{,}01 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}043 \cdot 10^{-4}$ м^2/с (в табл. 6 [12] нет сплава ВТ14 и тепловые характеристики взяты для сплава ВТ4, поскольку согласно справочнику [10, с. 36, табл. 22] этот сплав по всем характеристикам наиболее близок к сплаву ВТ14). В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 3400$ °С. Так как $\gamma = 0$, то в соответствии с равенствами (347) $u = 1$. По формуле (349) находим $k_с = 2{,}732$. По формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}106 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}290 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}396 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 1{,}153$; $k_{tс,з} = 0{,}343$; $k_{д.с} = 0{,}303$; $n = 1{,}786$; $m = 2{,}047$; $I_{ср,п} = 4{,}596$; $n_з = 4{,}714$; $m_з = 4{,}819$; $I_{ср.з} = 6{,}495$; $K = 0{,}0382$; $k_{tс,п} = 0{,}592$; $k_{tр,з} = 0{,}676$; $F_t = 0{,}466$ °С/МПа; $T = 480$ °С. Сравнивая расчетную температуру резания с экспериментальной, находим $\delta = 8{,}3$ %.

Формулы (350) и (351), которые использовались выше при расчете несвободного точения, полностью корректны при расчете свободного точения. В дальнейшем эти формулы будут уточнены применительно к несвободному резанию, что позволит повысить точность температурных расчетов. Однако это делает расчеты более громоздкими, в то время как повышение точности при определении температуры резания не является существенным. Поэтому уточнение расчетных формул применительно к несвободному резанию целесообразно лишь при решении более тонких задач оптимизации процессов резания по стойкости инструмента, что будет представлено в дальнейшем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 64—70.
2. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.
3. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / Под ред. П. И. Бобрик и др. Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 180 с.
4. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 10. Строгание и протягивание // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 71—73.
5. **Ковка** и штамповка. Справочник / Под общ. ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
6. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
7. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
8. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
9. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
10. **Ковка** и штамповка цветных металлов. Справочник / Н. И. Корнеев, В. М. Аржаков, Б. Г. Бармашенко и др. М.: Машиностроение, 1971. 232 с.
11. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
12. **Разработка** новой теории тепловых процессов резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании металлов. Часть 3 / Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 63—71.
13. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
14. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
15. **Трент Е. М.** Резание металлов. М.: Машиностроение, 1980. 263 с.
16. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
17. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.833

Н. Д. ФЕОФИЛОВ, д-р техн. наук, В. Н. СКРЯБИН, А. В. МАЦКЕВИЧ (Тульский ГУ),
e-mail: alekseymatskevih@bk.ru

Влияния подналадок и передвижек фрезы на показатели процесса зубофрезерования

Исследованы разные варианты наладочных операций при зубофрезеровании. Определены оптимальные режимы резания для эффективной эксплуатации фрезы с учетом производительности и стоимости обработки.

Ключевые слова: зубофрезерование, производительность, передвижка, подналадка, режим резания, стоимость.

In the paper the different variants of tooling operations in the gear milling process are investigated. Optimal cutting conditions for the efficient operation of the mill subject to the performance and the treatment cost have been determined.

Keywords: gear milling, performancce, shifting, subtooling, cutting conditions, the cost.

Для повышения эффективности зубофрезерования и определения оптимальных режимов обработки проводили исследования наладочных движений фрезы в рабочей зоне станка. Рассматривали два варианта: одна передвижка на серию подналадок и одна подналадка на серию передвижек. Расчеты выполняли для оптимальной скорости резания с точки зрения производительности и себестоимости операции.

Параметры нарезаемых зубчатых колес: модуль — 2 и 4 мм; числа зубьев для данных модулей — 20 и 50; направление зубьев — прямое; угол профиля исходного контура — 20°; материал — сталь 40Х (217 *HB*); ширина зубчатых венцов — 30 мм.

Параметры червячных фрез для нарезаемых зубчатых колес с модулями соответственно 2 и 4 мм: диаметры вершин зубьев d_{a0} = 92 и 120 мм; длина фрез — 220 мм; длина буртиков — 12 мм; длина зоны передвижек — 170 мм; число заходов — 3; материал режущей части — Р6М5К5; направление стружечных канавок — прямолинейное; направление винтовой линии — правое; упрочняющее покрытие — нитрид титана; фрезы с модификацией профиля зубьев за счет попеременно чередующихся фасок на уголках зубьев, переточенные.

Технологические параметры: число зубчатых колес, закрепляемых одновременно на правке, — 2; число рабочих ходов фрезы z_0 = 1; подача — встречная, $S_{об}$ = 3 мм/об; стойкость фрезы до переточки T = 240 мин; обработка — получистовая под шевингование; глубина резания — 2,25m (m — модуль зубчатого колеса); вспомогательное время на операцию — 0,64 мин; время обслуживания, независящее от режима резания, — 0,17 мин; подготовительно-заключительное время на партию — 42,5 мин; время на одну подналадку — 0,167 мин; время на смену фрезы — 14 мин; скорость передвижки — 12 мм/мин; число зубчатых колес в партии — 200; зубофрезерный станок LC502 (Либхер, ФРГ).

При обработке стали 40Х сборными червячными фрезами с поворотными рейками для расчета скорости резания целесообразно использовать выражение

$$v = \frac{361 k_v}{T^{0,41} S_{об}^{0,5} m^{0,1} z_0^{0,2}},$$

где $k_v = k_1 k_2 k_3 k_4$ — коэффициент (табл. 1) (здесь $k_1 \div k_4$ — коэффициенты, учитывающие: марку стали, модификацию производящего контура, упрочняющее покрытие режущей части рейки; $k_4 = f_{r_{a0}}^{-0,05}$ — радиальное биение режущих реек после заточки.

Экономические показатели процесса обработки: затраты на работу станка и оплату труда станочника за вычетом затрат на эксплуатацию режущего инструмента — $C_м$ = 3,5 руб/мин; стоимость червячных фрез: с модулем 2 мм — 14 000 руб.; с модулем 4 мм — 16 000 руб.; стоимость одной переточки — 360 руб.; стоимость изношенной фрезы — 150 руб.

Для того чтобы установить влияние подналадок и переточек инструмента на производительность и себестоимость операции определим число пере-

движек по формуле $j_п = l_п/l_{jп}$, где $l_п$ — длина зоны передвижек (рис. 1); $l_{jп}$ — длина передвижки:

$$l_{jп} = \frac{0{,}424 m^{0{,}88} z_1^{0{,}49} h_t^{*0{,}37} s_0^{0{,}29}}{\cos(\gamma_{m0} \pm \beta_1)};$$

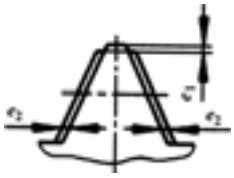
здесь $h_t^* \leqslant 2{,}25$ — коэффициент глубины резания; γ_{m0} и β_1 — углы подъема винтовых линий соответственно для инструмента и зубчатого колеса (знак "+" — для винтовых линий с правым направлением, знак "−" — с левым).

В табл. 2 приведены значения величин передвижек и их числа в зависимости от совокупности параметров процесса зубофрезерования.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости изменения производительности и себестоимости обработки от

Таблица 1

Значения составляющих коэффициента k_v

Фактор (коэффициент)		Значение коэффициента
Марка быстрорежущий стали (k_1)	Р18	1,1
	Р6М5	1,0
	Р6М5К5	1,2
	Р9М4К8	1,3
Модификация производящего контура (k_2)	Стандартный	1,0
	Вершинонагруженный	1,2
	Прогрессивный 	1,3
	Со стружкоразделительными фасками	1,3
Упрочняющее покрытие (нитридтитан) (k_3)	Без покрытия	1,0
	С покрытием, новая фреза	1,4
	С покрытием, фреза переточенная по передней поверхности	1,3

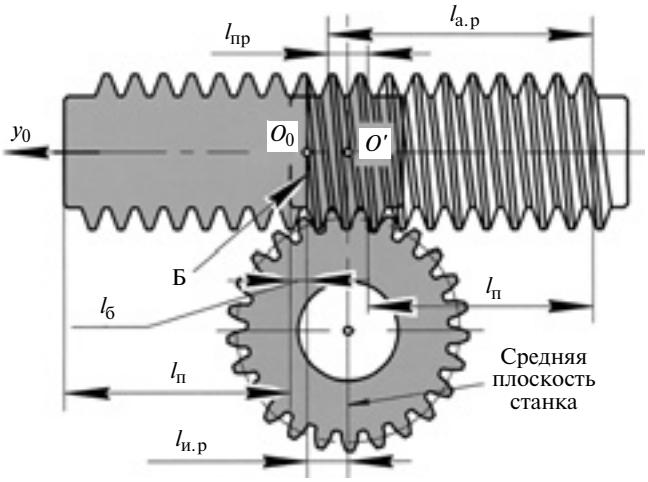


Рис. 1. Схема фрезерования:
$l_п$ — зона передвижки; $l_{ар}$ — длина режущей части фрезы; $l_{иу}$ — исходное расстояние; $l_б$ — ширина буртика; $l_{пр}$ — зона профилирования

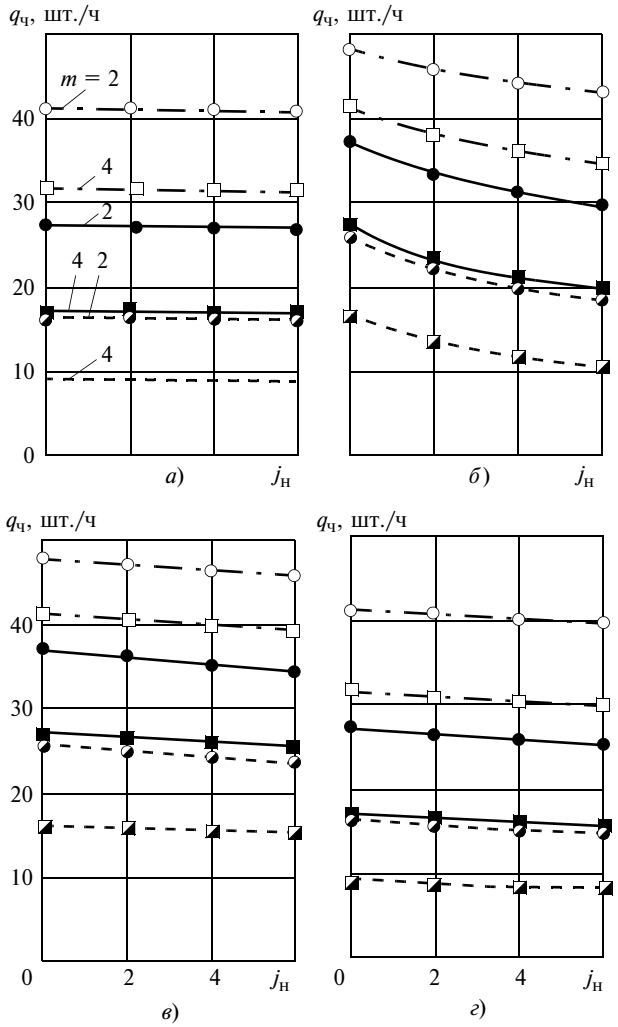


Рис. 2. Зависимости изменения производительности $q_ч$ станка при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_н$ подналадок для экономичных (*а*, *б*) и производительных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев $z_1 = 100$ (---); 50 (——); 20 (−·−)

числа $j_н$ подналадок, анализ которых показал, что переход на высокопроизводительный режим (скорость резания) увеличивает производительность лишь на 20 % (см. рис. 2, *а*, *б*). С увеличением числа подналадок при скорости резания, соответствующей максимальной производительности, часовая производительность q станка немного уменьшается, а при экономичном режиме она остается постоянной. Снижение производительности объясняется неравномерным изнашиванием фрезы и необходимостью выполнения подналадок через неравномерно уменьшающиеся промежутки времени.

Сопоставляя разные варианты фрезерования по стоимости (см. рис. 3, *а*, *в*), отметим, что высокопроизводительная обработка неэффективна, так как технологическая стоимость детали возрастает в 4 раза из-за резко увеличивающихся затрат на инструмент, что обусловлено его низкой стойкостью при высокой скорости резания. В результате сокращается время работы станка между подналадками и съемами фрезы для переточки. Прослеживается незначительное снижение стоимости обработки с увеличением числа подналадок (см. рис. 3, *в*). При этом наибольший эффект достигается при обработке зубчатых колес с наибольшими модулем и числом зубьев, что объясняется более равномерным изнашиванием фрезы при обработке деталей с бóльшим числом зубьев и бóльшей зоной контакта фрезы и зубчатого колеса. Увеличение модуля также положительно влияет на стойкость фрезы, так как уменьшается число тонких стружек, приводящих к повышенному изнашиванию режущих зубьев фрезы.

Таблица 2

Число передвижек фрезы и их величина в зависимости от совокупности параметров процесса зубофрезерования

Модуль зубчатого колеса m, мм	Число проходов	z_1	d_{a0}, мм	z_0	γ^{o}_{m0}	β^{o}_{1}	h^{*}_{t}	$l_п$, мм	$l_{jп}$, мм	$j_п$
2	1	20	92	1	1,317	0	2,25	170	6,689	25
		50							9,853	17
		20		2	2,635				6,294	24
		50							8,861	19
		20		3	3,955				6,302	27
		50							9,874	17
4	1	20	120	1	2,084	0	2,25	170	11,578	14
		50							18,140	9
		20		2	4,171				11,601	14
		50							18,176	9
		20		3	6,263				11,640	14
		50							18,237	9
6	2 (первый проход)	20	130	1	2,991	0	1,71	170	14,956	11
		50							23,431	7
		20		2	5,990				15,017	11
		50							23,528	7

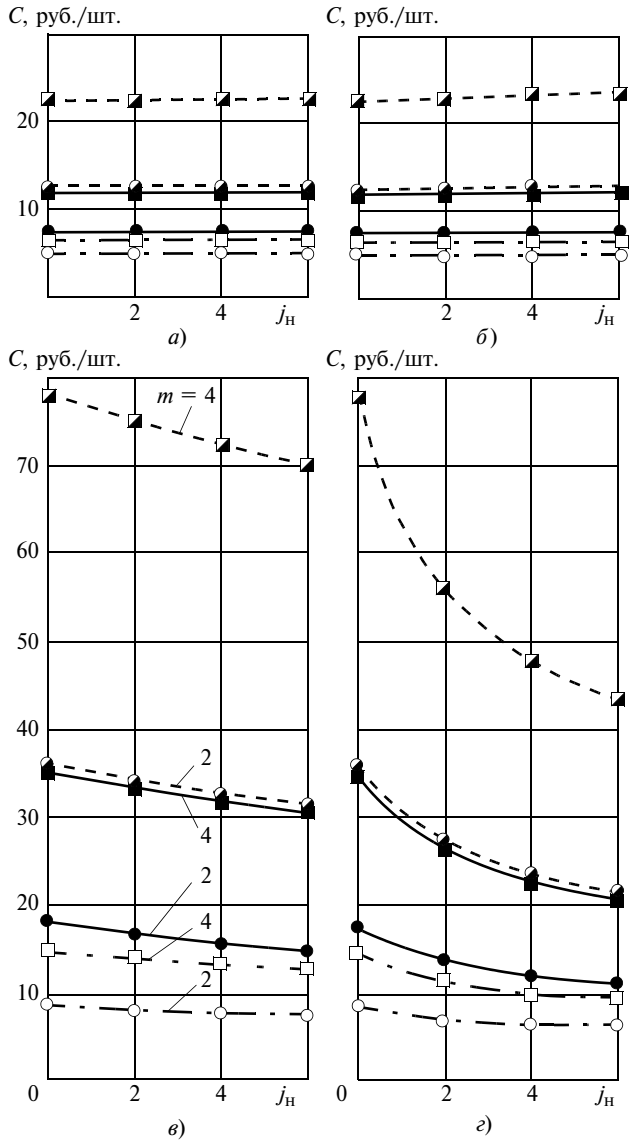


Рис. 3. Зависимости изменения стоимости *C* обработки деталей при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_н$ подналадок для экономичных (*а*, *б*) и производительных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев z_1 = 100 (- - -); 50 (——); 20 (— · —)

Первый вариант, когда сначала выполняются все передвижки фрезы (см. рис. 2, *б*, *г*), а затем подналадка, мало отличается от второго варианта (см. рис. 2, *а*, *в*), но с увеличением числа подналадок производительность снижается и на экономичном, и на высокопроизводительном режимах резания.

При скоростной обработке производительность снижается существеннее, особенно при увеличении модуля и числа обрабатываемых зубьев.

Оценка операции с точки зрения экономичности (см. рис. 3, *б*, *г*) также подтвердила преимущество экономичного режима обработки. Снижение стойкости фрезы с увеличением числа подналадок не оказывает существенного влияния при экономичном режиме резания и снижает стоимость обработки при высокопроизводительном режиме. Это объясняется тем, что время на передвижку фрезы значительно превышает время подналадки (см. рис. 3, *в*, *г*),

При выборе варианта обработки следует помнить о технологических ограничениях, накладываемых на операцию зубофрезерования:

1) ограничение по длине фрезы, зависящее от величины возможной передвижки;

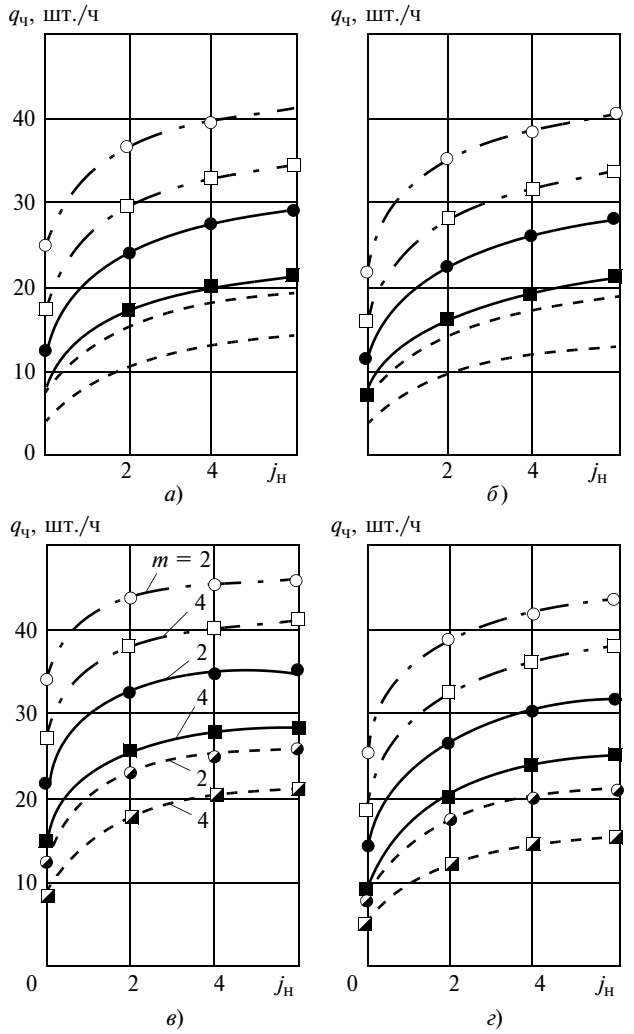


Рис. 4. Зависимости изменения производительности $q_ч$ станка при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_п$ передвижек для экономичных (*а*, *б*) и производительных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев z_1 = 100 (---); 50 (——); 20 (−·−)

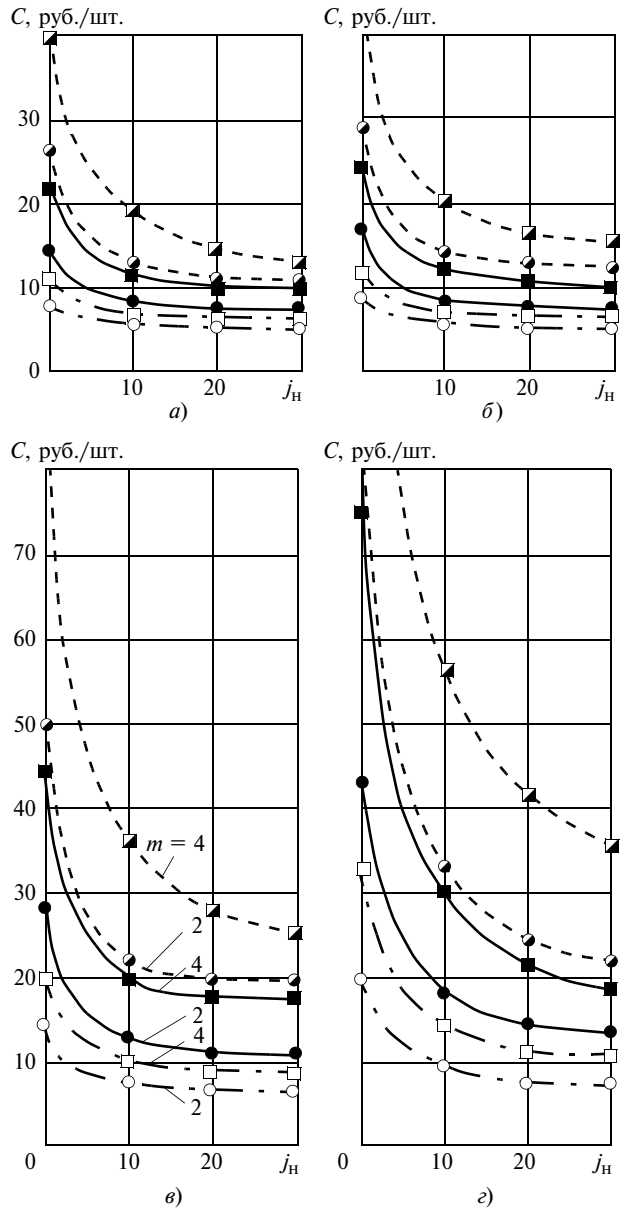


Рис. 5. Зависимости изменения стоимости *C* обработки деталей при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_п$ передвижек для экономичных (*а*, *б*) и производительных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев z_1 = 100 (---); 50 (——); 20 (−·−)

2) ограничение по диаметру фрезы, устанавливаемой в суппорт станка (с одной стороны, определяет число режущих реек, с другой — запас ширины рейки на переточки);

3) ограничения, вызванные физико-химическими и механическими свойствами обрабатываемого материала, обусловливающие характер и скорость изнашивания режущей части инструмента;

4) ограничения по точности обработки (с повышением точности обработки венца уменьшаются величина подналадки и стойкость фрезы).

Рассмотрим влияние числа $j_п$ передвижек фрезы на экономичность и производительность операции (рис. 4 и 5). Эффективность передвижек возрастает с их увеличением, однако ограничение по их числу (см. табл. 2) не позволяет достичь эффекта, который достигается при подналадках. Это подтверждает оценка стоимости обработки, которая в 2 раза выше при использовании передвижек. Отметим, что использование скоростных режимов неэффективно при небольшой партии обрабатываемых деталей, так как стоимость обработки будет очень высокой.

При конструировании фрез особое внимание следует уделять не только увеличению их длины, но и увеличению ширины рейки, обеспечивающей необходимое число съемов фрезы для переточки. Эффективность длинных и многоперетачиваемых фрез возрастает с увеличением партии обрабатываемых деталей, особенно в крупносерийном и массовом производствах. Чем больше число $j_{см}$ переточек, тем выше часовая производительность обработки (рис. 6, 7). Это объясняется тем, что время на заточку фрезы, а следовательно, и время простоя станка при мелкосерийном и серийном производствах снижают общую производительность станка незначительно.

В крупносерийном и массовом производствах зубчатых колес, если диаметр устанавливаемой фрезы отличается от диаметра снятой, то осуществляется подналадка станка по длине общей нормали в пределах допуска. Поэтому в целом временны́е потери при эксплуатации фрезы, связанные с ее переточкой, не оказывают существенного влияния на стоимость и производительность обработки.

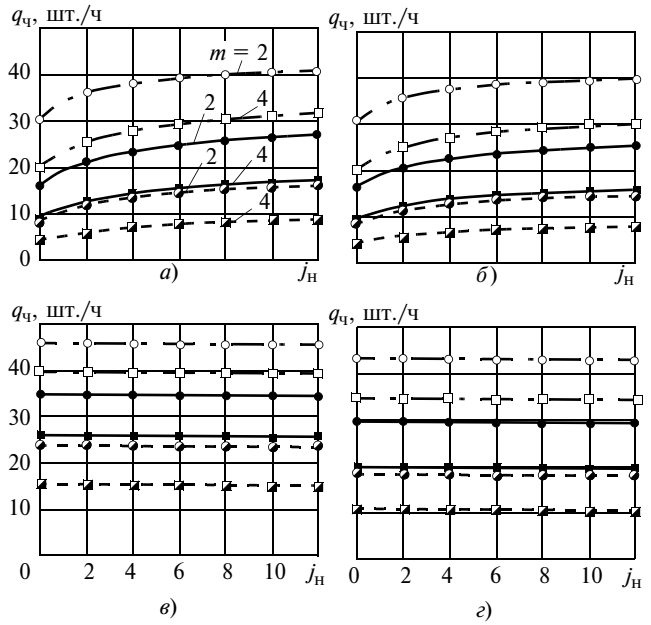


Рис. 6. Зависимости изменения производительности $q_ч$ станка при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_{см}$ смен инструмента для экономичных (*а*, *б*) и производительных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев z_1 = 100 (---); 50 (——); 20 (−·−)

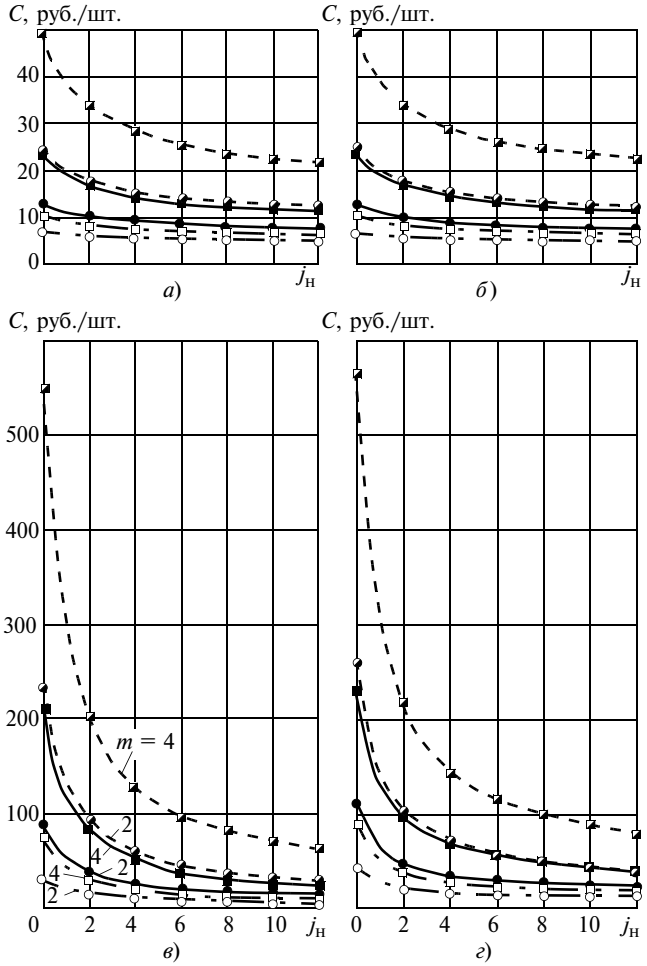


Рис. 7. Зависимости изменения стоимости *C* обработки деталей при одной передвижке на серию подналадок (*а*, *в*) и при одной подналадке на серию передвижек (*б*, *г*) от числа $j_{см}$ смен инструмента для экономичных (*а*, *б*) и скоростных (*в*, *г*) режимов резания при фрезеровании зубчатых колес с разными модулями *m* и числом зубьев z_1 = 100 (---); 50 (——); 20 (−·−)

Обработка фрезой без переточки экономически невыгодна, особенно на скоростных режимах: стоимость обработки превышает в 6÷10 раз (см. рис. 7). При больших партиях обрабатываемых деталей и большом запасе фрезы на переточки с увеличением числа переточек экономичный режим резания приближается к скоростному режиму и по стоимости, и по производительности обработки.

Таким образом, эксплуатация фрезы на экономичном режиме более эффективна. Использование длинных фрез с большим запасом на переточки снижает стоимость операции в 2 раза и в 3 раза повышает производительность обработки.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук, В. Б. ТЕДЕЕВ (ФГОУ ВПО "Горский ГАУ", г. Владикавказ), e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

Устойчивость трицикла в повороте с учетом крена кузова

Приведены впервые полученные формулы для расчета критических скоростей трицикла с учетом крена кузова и бокового смещения.

Ключевые слова: устойчивость, трицикл, критическая скорость, крен кузова.

At first the formulae for calculation of the critical velocities of a tricycle subject to the body roll and lateral displacement are presented.

Keywords: stability, tricycle, critical velocity, body roll.

По сравнению с квадрациклом (двухосным автомобилем) трицикл обладает меньшей устойчивостью, что вполне понятно. Другой особенностью трицикла является то, что ось опрокидывания в повороте [1] в отличие от автомобиля, у которого она проходит через центры пятен контакта колес наружного борта, проходит через центры пятен контакта наружного относительно центра поворота и одиночного колес (рис. 1, *а*).

На рис. 1 обозначены: O, O' — центры поворота трицикла с жесткими и эластичными колесами; R — расстояние от центра поворота до продольной оси симметрии трицикла; B, L — колея и база трицикла ($L = a + b$, где a, b — расстояния от центра масс до передней и задней осей трицикла); F, F_x, F_y — центробежная сила и ее продольная и поперечная составляющие; Y_1, Y_2 — боковые (поперечные) реакции опорной поверхности; θ — угол поворота управляемого колеса; δ_1, δ_2 — углы бокового увода осей трицикла; ρ — радиус вращения (поворота) центра C масс трицикла; γ — угол отклонения ρ от нормали к продольной оси трицикла; F_{yo} — поперечная составляющая центробежной силы инерции относительно оси опрокидывания трицикла (рис. 1, *б*).

Рассмотрим движение трицикла по горизонтальной опорной поверхности (рис. 2) в повороте, когда на кузов действует поперечная относительно оси опрокидывания составляющая $F_{yo}^{п}$ центробежной силы инерции. На рис. 2 показаны нормальные Z_1, $Z_н$, $Z_в$ и поперечные Y_1, $Y_н$, $Y_в$ реакции дороги, действующие на одиночное, наружное и внутреннее по отношению к центру поворота колеса трицикла.

Силовые и геометрические параметры обозначены вверху индексами "п" и "н" (подрессоренные и неподрессоренные массы трицикла). На рис. 2

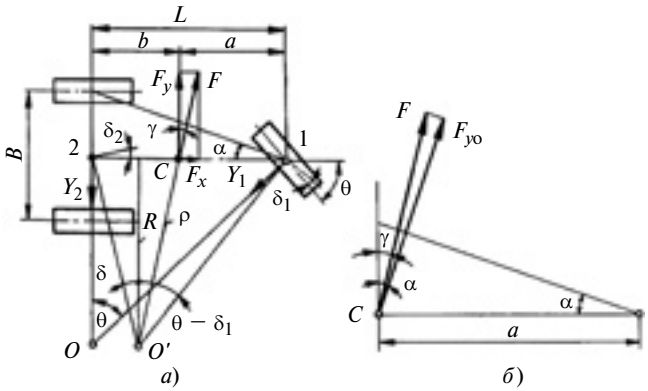


Рис. 1. Схема поворота трицикла с одним передним управляемым колесом

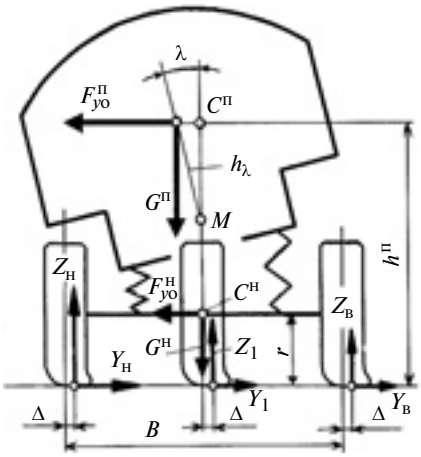


Рис. 2. Схема крена кузова трицикла в повороте

обозначены: $F_{y\text{о}}^{\text{п}}$, $F_{y\text{о}}^{\text{н}}$ — поперечные относительно оси опрокидывания составляющие центробежных сил инерции, действующие на подрессоренные и неподрессоренные массы трицикла в повороте; $G = mg$ — вес трицикла; $G^{\text{п}}$, $G^{\text{н}}$ — веса подрессоренных и неподрессоренных масс трицикла; m — масса трицикла; $m^{\text{п}}$, $m^{\text{н}}$ — подрессоренные и неподрессоренные массы трицикла; g — ускорение свободного падения; λ — угол крена кузова (подрессоренных масс); $h^{\text{п}}$, $h^{\text{н}} = r$ — высоты расположения центров масс подрессоренных и неподрессоренных частей трицикла; r — радиус качения колеса; h_λ — плечо крена; $G^{\text{п}}$, $G^{\text{н}}$ — центры подрессоренных и неподрессоренных масс трицикла при прямолинейном движении; Δ — боковое смещение центра пятна контакта эластичного колеса (здесь считаем Δ_1, $\Delta_{\text{п}}$, $\Delta_{\text{н}}$ одинаковыми и равными Δ).

Плечо приложения силы тяжести кузова (подрессоренной массы) относительно оси опрокидывания (см. рис. 2):

$$h^{\text{п}} = \frac{(B/2 - \Delta - h_\lambda \sin\lambda) a \cos\alpha}{L}, \qquad (1)$$

где α — определяется из равенства $\text{tg}\alpha = B/2L$.

Аналогично определяется плечо приложения силы тяжести неподрессоренной массы относительно оси опрокидывания:

$$h^{\text{н}} = \frac{(B/2 - \Delta) a \cos\alpha}{L}. \qquad (2)$$

Сравнив выражения (1) и (2), получим:

$$h^{\text{п}} = h^{\text{н}} - a h_\lambda \sin\lambda \cos\alpha / L. \qquad (3)$$

Поперечная составляющая центробежной силы трицикла относительно оси опрокидывания (см. рис. 1, *б*):

$$F_{y\text{о}} = F\cos(\alpha - \gamma) = \frac{mV^2}{R\cos\gamma}\cos(\alpha - \gamma), \qquad (4)$$

где V — линейная скорость движения продольной оси трицикла.

В начале опрокидывания через переднее и заднее наружное колеса нормальная реакция на заднем внутреннем колесе становится равной нулю и условие устойчивости против опрокидывания трицикла в повороте запишется в виде $F_{y\text{о}}^{\text{п}} h^{\text{п}} + F_{y\text{о}}^{\text{н}} h^{\text{н}} \leqslant G^{\text{п}} n^{\text{п}} + G^{\text{н}} n^{\text{н}}$, которое с учетом $F_{y\text{о}}^{\text{п}} h^{\text{п}} + F_{y\text{о}}^{\text{н}} h^{\text{н}} = F_{y\text{о}} h$ запишется как

$$\frac{mV^2 h}{R\cos\gamma}\cos(\alpha - \gamma) \leqslant \frac{ag}{L}[m(B/2 - \Delta) - m^{\text{п}} h_\lambda \sin\lambda],$$

откуда критическая скорость, при превышении которой начинается опрокидывание трицикла в повороте, определится как

$$V_{\text{о}} = \sqrt{\frac{agR[m(B/2 - \Delta) - m^{\text{п}} h_\lambda \sin\lambda]\cos\gamma}{mhL\cos(\alpha - \gamma)}}, \qquad (5)$$

где h — высота центра M масс; γ — угол, определяемый из выражения $\text{tg}\gamma = (b - R\text{tg}\delta_2)/R$, которым, ввиду его малости, можно пренебречь.

Тогда равенство (5) примет вид:

$$V_{\text{о}} = \sqrt{\frac{agR[m(B/2 - \Delta) - m^{\text{п}} h_\lambda \sin\lambda]}{mhL\cos\alpha}}. \qquad (6)$$

Полагая зависимость между действующей на колесо трицикла боковой силой и углом бокового увода шины линейной, найдем [2]:

$$\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L}\left(\frac{V^2}{R} + \psi g \sin\theta\right); \quad \delta_2 = \frac{mV^2 a}{2k_2 LR},$$

где k_1, k_2 — коэффициенты сопротивления боковому уводу шин переднего и задних колес трицикла; ψ — коэффициент сопротивления дороги.

В связи с тем, что в начале опрокидывания внутреннее колесо трицикла отрывается от полотна дороги, угол δ_2 бокового увода трицикла увеличивается в результате того, что вся поперечная нагрузка, приходившаяся на два задних колеса, в этом случае действует на наружное колесо, что следует учитывать при расчетах по формулам (5) или (6). Формула (6) получена для условий движения по плоской горизонтальной опорной поверхности.

В общем случае движения трицикла в повороте на вираже (рис. 3) условие недопущения опроки-

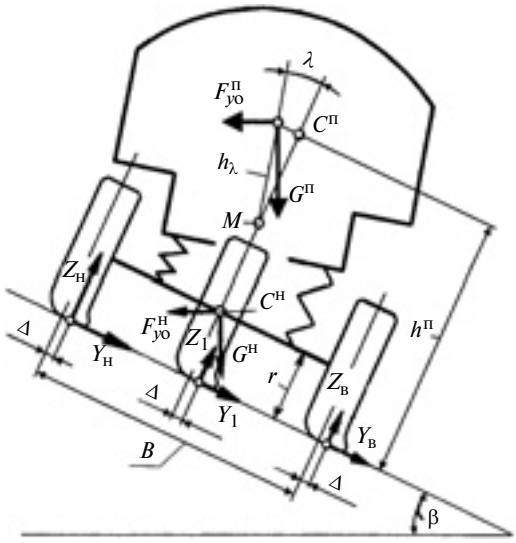


Рис. 3. Схема сил, действующих на трицикл в повороте на вираже

дывания, если управляемое колесо не наклоняется вместе с кузовом, имеет вид:

$$F_{y0}^{\text{П}} h^{\text{П}}\cos\beta + F_{y0}^{\text{Н}} h^{\text{Н}}\cos\beta \leqslant F_{y0}^{\text{П}} n^{\text{П}}\sin\beta + F_{y0}^{\text{Н}} n^{\text{Н}}\sin\beta + G^{\text{П}} n^{\text{П}}\cos\beta + G^{\text{Н}} n^{\text{Н}}\cos\beta + G^{\text{П}} h^{\text{П}}\sin\beta + G^{\text{Н}} h^{\text{Н}}\sin\beta. \quad (7)$$

Подставив в неравенство (7) выражение (3), получим неравенство вида:

$$(F_{y0}^{\text{П}} h^{\text{П}} + F_{y0}^{\text{Н}} h^{\text{Н}})\cos\beta \leqslant (F_{y0}^{\text{П}} + F_{y0}^{\text{Н}})h^{\text{Н}}\sin\beta - F_{y0}^{\text{П}} a h_{\lambda}\sin\lambda\cos\alpha\sin\beta/L + (G^{\text{П}} + G^{\text{Н}})n^{\text{Н}}\cos\beta - G^{\text{П}} a h_{\lambda}\sin\lambda\cos\alpha\cos\beta/L + (G^{\text{П}} h^{\text{П}} + G^{\text{Н}} h^{\text{Н}})\sin\beta.$$

С учетом того, что $F_{y0}^{\text{П}} h^{\text{П}} + F_{y0}^{\text{Н}} h^{\text{Н}} = F_{y0} h$, $F_{y0}^{\text{П}} + F_{y0}^{\text{Н}} = F_{y0}$, $G^{\text{П}} h^{\text{П}} + G^{\text{Н}} h^{\text{Н}} = Gh$, $G^{\text{П}} + G^{\text{Н}} = G$, и значения $h^{\text{Н}}$ из формулы (2), найдем:

$$F_{y0} h\cos\beta \leqslant F_{y0}(B/2 - \Delta)a\cos\alpha\sin\beta/L - F_{y0}^{\text{П}} a h_{\lambda}\sin\lambda\cos\alpha\sin\beta/L + G(B/2 - \Delta)a\cos\alpha\cos\beta/L - G^{\text{П}} a h_{\lambda}\sin\lambda\cos\alpha\cos\beta/L + Gh\sin\beta. \quad (8)$$

Выразив вес трицикла через массу и воспользовавшись выражением (4), условие (8) можно переписать в виде:

$$\frac{V^2\cos(\alpha-\gamma)}{R\cos\gamma}\{mhL\cos\beta - [m(B/2 - \Delta) + m^{\text{П}} h_{\lambda}\sin\lambda]a\cos\alpha\sin\beta\} \leqslant g\{mhL\sin\beta + [m(B/2 - \Delta) - m^{\text{П}} h_{\lambda}\sin\lambda]a\cos\alpha\cos\beta\}.$$

Отсюда можно определить критическую скорость, при превышении которой начинается опрокидывание трицикла в повороте:

$$V_{\text{о}} = \sqrt{\frac{gR\{mhL\sin\beta + [m(B/2-\Delta) - m^{\text{П}} h_{\lambda}\sin\lambda]a\cos\alpha\cos\beta\}\cos\gamma}{\{mhL\cos\beta - [m(B/2-\Delta) + m^{\text{П}} h_{\lambda}\sin\lambda]a\cos\alpha\sin\beta\}\cos(\alpha-\gamma)}}. \quad (9)$$

При $\beta = 0$ формула (9) превращается в выражение (7), полученное для расчета критической скорости начала опрокидывания при движении по плоской горизонтальной опорной поверхности.

Что же касается критической скорости трицикла по началу заноса, то здесь остается в силе ранее найденное выражение [1], так как крен и боковое смещение центров пятен контакта колес с опорной поверхностью не влияют на ее величину: $V_{\text{з}} = \sqrt{\frac{gR[\sin\beta + \varphi_y(a + b\cos\theta)/L]}{\cos\beta}}$, где φ_y — коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчет** критических скоростей трициклов / Г. И. Мамити, А. Е. Гагкуев, С. Х. Плиев, В. Б. Тедеев // Автомобильная промышленность. 2010. № 7. С. 33—35.

2. **Мамити Г. И.** Устойчивость колесных машин с эластичными шинами на повороте // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 29, 30.

УДК 621.9.079:574

А. В. НОСКОВА, З. К. ТИМОХИНА (ОАО "Ивхимпром", г. Иваново), e-mail: itc@ivchimprom.ru

Биозащита эмульсий смазочно-охлаждающих жидкостей

Биоповреждение эмульсий смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) на предприятиях машиностроения является большой проблемой. СОЖ в силу своего химического состава служат питательной средой для многих микроорганизмов (бактерий и грибов). Несвоевременное консервирование, грязное оборудование, несоблюдение условий и режимов транспортировки, хранения и использования эмульсий СОЖ приводят к активизации жизнедеятельности микроорганизмов. При этом эмульсия может расслаиваться, изменять цвет и показатель pH, приобретать неприятный гнилостный запах. Все это приводит к тому, что эмульсия становится непригодной для эксплуатации, а следовательно, нарушаются работа оборудования и весь технологический процесс. С целью решения проблемы в концентрат СОЖ или в эмульсии вводят биоциды для подавления роста и размножения микробов. Биоцидами могут быть либо бактерициды, убивающие бактерии, либо фунгициды, убивающие грибы.

При выборе биоцида необходимо учитывать особенности технологического процесса и специфику операций на конкретном предприятии: состав биоцида, его pH, токсичность, себестоимость и способ утилизации. Поэтому прежде, чем проводить испытания на биостойкость, определяли технологические показатели эмульсий СОЖ с раствором биоцида. Если показатели pH и резерва щелочности не изменялись, то проводили оценку биоцидной активности.

Цель работы — исследование различных биоцидов в составах СОЖ, выпускаемых ОАО "Ивхимпром", выбор наиболее подходящих по активности и себестоимости, а также определение минимальной эффективной концентрации в растворах и эмульсиях, разработка схемы их введения во время эксплуатации для защиты от биоповреждения.

Испытания биоцидов в составе эмульсий проводили в соответствии с ГОСТ 9.085—78 "Жидкости смазочно-охлаждающие. Методы испытаний на биостойкость". Для испытаний использовали следующие виды грибов: Aspergillus niger van Thieghem, Chaetomium globosum Kunze, Cladosporium gossipicola Pidopl, Cladosporium resinae Albida, Penicillium chrysogenum Thom, Penicillium ochro-chloron Biorge, Trichoderma koningii Oudemans, Trichoderma viride Pers, Torula convoluta Harz, Cephalosporium acremonium Corda, и бактерий: Bacillus subtilis, Bacillus pumilis, Bacillus stearothermophilug, Escherichia coli, Pseudomonas aeruginosa, Pseudomonas oleovorans, Staphylococcus aureus Rosenbach. Все штаммы были получены из Всероссийской коллекции микроорганизмов. Кроме того, использовали штаммы бактерий и грибов, выделенные из испытуемых СОЖ.

Суть испытаний — выдержка СОЖ, зараженных культурами грибов (бактерий) в условиях, оптимальных для их роста и развития с последующей оценкой биостойкости. На застывшую строго горизонтальную поверхность питательной среды, зараженную грибами (бактериями), устанавливали три полых металлических цилиндрика, каждый из которых содержал 1 мл испытуемой СОЖ. Образцы с бактериями инкубировали в термостате при температуре 30 ± 2 °С в течение 24 ч, с грибами — при температуре 26÷28 °С в течение 28 суток. Биостойкость образцов оценивали по диаметру зоны лизиса (зоны отсутствия роста микроорганизмов) вокруг цилиндриков с СОЖ.

Эмульсия СОЖ (концентрация, %)	Биоцид	Производитель, страна	Допустимая концентрация биоцида, %
"Ивкат" (3)	"Бакцид"	ОАО "Инхимпром", Россия	0,2÷0,3
	Acticide CS	THOR, Германия	0,1÷0,2
	Acticide MV-14	THOR, Германия	0,1÷0,15
	Acticide SF	THOR, Германия	0,1
	Parmetol A-26	Schulke and Maye, Германия	0,1÷0,2
	Katon 886	RoomandHaas, Германия	0,01÷0,05
	Metatin	Германия	0,1÷0,2
"Тафол" (5)	"Бакцид"	ОАО "Ивхимпром"	0,2÷0,3
	Acticide MV-14	THOR, Германия	0,1÷0,15
	Acticide SF	THOR, Германия	0,15÷0,2
	Preventol	Германия	0,2÷0,3
"Витим" (5)	"Бакцид"	ОАО "Ивхимпром"	0,2÷0,3
	"Биоцид HF"	Франция	0,2÷0,3
"Эфтол" (5)	"Бакцид"	ОАО "Ивхимпром"	0,2÷0,3
	Preventol	Германия	0,1÷0,2
	"Сульфоцид-5"	—	0,1÷0,2

В микробиологической лаборатории ОАО "Ивхимпром" получены положительные результаты биозащиты эмульсий "Ивкат", "Тафол", "Витим", "Эфтол" биоцидами как отечественного, так и зарубежного производства (Германия, Франция). В таблице приведены результаты исследования биостойкости эмульсий СОЖ с различными биоцидами.

Кроме метода испытаний по ГОСТу, используемого в лабораториях, в производственных условиях часто применяют простой и удобный метод определения дегидрогеназной активности флоры, обитающей в эмульсии СОЖ, с помощью индикатора 2,3,5-трифенилтетразолий хлорида (ТТХ). Окисленная форма ТТХ имеет бесцветную окраску, восстановленная форма тетразолия (формазан), приобретает ярко-красный цвет. При внесении индикатора ТТХ в эмульсию СОЖ по интенсивности окрашивания (розовому цвету) или его отсутствию можно дать не только качественную, но и количественную оценку контаминации (зараженности) эмульсии, или дать отрицательный ответ о наличии микроорганизмов в системе. Руководствуясь данными метода ТТХ, можно определить степень микробного поражения СОЖ, установить время введения биоцида в систему и определить время замены СОЖ.

Кроме метода ТТХ существует тест Microcount combi — самый простой в использовании: небольшой флакончик, в крышку которого вставлена пластинка с нанесенными питательными средами (с одной стороны среда для культивирования бактерий, с другой — грибов). Пластинку помещали в исследуемую СОЖ на несколько секунд, затем обратно вставляли во флакончик и помещали в термостат для инкубации. Результат по бактериям получали через 24 ч, по грибам — через 7 суток.

Для более широкого представления о степени защиты СОЖ проводили испытания по нескольким методикам одновременно на протяжении нескольких месяцев. На основании полученных результатов было установлено, что 0,3 %-й раствор препарата "Бакцид" обеспечивает полную защиту эмульсий "Ивкат", "Витим" и "Тафол" на протяжении 18 месяцев.

Бóльший урон эмульсиям наносят не бактерии, а грибы, которые при возникновении неблагоприятных условий способны образовывать споры, и потому они более устойчивы к воздействию биоцидов. Грибы — это бич для оборудования машиностроительных предприятий, поэтому поиск новых фунгицидов ведется постоянно.

Ввиду различных составов СОЖ и биоцидов, условий их эксплуатации, способности микроорганизмов адаптироваться к этим условиям продолжается поиск новых биоцидов.